

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL MECÁNICA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

PROYECTO FIN DE CARRERA

SIMULACIÓN EN MODELICA DE ELEMENTOS MECÁNICOS DE UNA SUSPENSIÓN

Autor:

D. Rubén Oliva Domínguez

Tutoras:

Dra. Dña. Beatriz López Boada

Dra. Dña. María Jesús López Boada

Noviembre, 2011

Agradecimientos

A mis tutoras, Beatriz y María Jesús, a mi familia, amigos y, en especial, a Pilar.

Resumen

El objetivo principal del presente Proyecto es modelar y simular el comportamiento de elementos que forman parte de una suspensión como son ballestas elásticas y cilindros neumáticos.

En primer lugar, se simulan elementos básicos para importarlos a la librería de Modelica y, a través de esos modelos simples, crear otros más complejos.

El primer modelo simple es el cilindro neumático. Se trata de un cilindro con volumen y presión inicial; con un área determinada al que se le aplica una fuerza para comprimir el volumen y así aumentar su constante de rigidez. Se estudian tanto los parámetros inherentes al cilindro como el desplazamiento del pistón a cada momento.

El segundo modelo es la ballesta elástica. Se trata de un tipo de resorte hecho a partir de láminas metálicas. Se consigue desplazarla al aplicar una fuerza en su extremo libre y dicho desplazamiento es proporcional tanto a la fuerza como a la geometría y número de las láminas, así como también es proporcional según el material. Se estudia, por lo tanto, el desplazamiento y la constante de rigidez respecto de unas fuerzas determinadas.

Una vez estén programados estos dos elementos elásticos, se crea un modelo de bogie de tren. En la suspensión secundaria se colocan un muelle, un cilindro o una ballesta y se simula su comportamiento con todas las suspensiones, determinando la mejor opción.

Este estudio no sólo se realiza en el programa Modelica, también se realiza en una aplicación de Matlab, llamada Simulink, encontrando las diferencias cometidas por Modelica y Simulink a la hora de calcular e iterar.

Abstract

The main goal of this Project is to model and simulate the behavior of elements as a part of a suspension, like elastic leaf springs and pneumatic cylinders.

First, basic elements are simulated so they can be imported to the Modelica library, and through that basic models, other complex ones can be created.

The first basic model is a pneumatic cylinder. It's a cylinder with an initial volume and pressure, with a specific area pushed by a force due to compress its volume so its stiffness constant gets increased. Besides the inherent parameters it's also studied the cylinder's displacement every moment.

The second model is an elastic leaf spring. It's a type of spring made of metal sheets. It can get displaced pushing in its free part body with a force and that displacement is proportional to this force, the geometry and number of sheets, and also to the metal which it is made of. It's studied the displacement and its stiffness constant after applying some specific forces.

When these elastic elements are programmed, one model of a train's bogie is programmed too. In the secondary suspension is disposed a spring, a pneumatic cylinder or a leaf spring and their behavior are simulated due to choose the better option.

Not only is this project produced in Modelica program, it is also produced in a Matlab's program, called Simulink, finding the different results made by Modelica and Simulink when it calculates and iterates.

Índice

1. Introducción	1
1.1. Introducción.....	1
1.2. Objetivos	1
1.3. Estructura del proyecto	2
2. Lenguaje Modelica.....	3
2.1. Introducción.....	3
2.2. Modelado acausal y orientado a objetos	4
2.2.1. El modelado acausal	4
2.2.2. El diseño orientado a objetos	5
2.2.3. Actualidad	6
2.3. Comparación con EcosimPro	6
2.3.1. Tipos y propiedades de los datos	6
2.3.1.1. Fundamentales	6
2.3.1.2. Enumerados y derivados	7
2.3.1.3. Variabilidad	7
2.3.2. Sentencias.....	8
2.3.3. Terminales.....	8
2.3.4. Clases de componentes	8
2.3.4.1. Bloques de código en clases.....	8
2.3.4.2. Características avanzadas.....	9
2.3.5. Librerías.....	9
2.3.6. Particiones	9
2.3.7. Definición de experimentos	9
2.3.8. Ventajas e inconvenientes de usar Modelica respecto a EL.....	10
3. Suspensiones vehiculares.....	11
3.1. Introducción.....	11
3.2. Suspensiones en vehículos automóviles.....	13
3.2.1. Suspensión rígida	13
3.2.2. Suspensión semirrígida	15
3.2.2.1. Sistema <i>de Dion</i>	15
3.2.2.2. Sistema de eje torsional	16
3.2.3. Suspensión independiente	17
3.2.3.1. Suspensión de eje oscilante.....	19

3.2.3.2.	Suspensión de brazos tirados o arrastrados	20
3.2.3.3.	Sistemas de brazos tirados con barras de torsión	20
3.2.3.4.	Suspensión <i>McPherson</i>	22
3.2.3.5.	Falsa <i>McPherson</i>	25
3.2.3.6.	Suspensión de paralelogramo deformable.....	26
3.2.3.7.	Suspensiones <i>multibrazo o multilink</i>	28
3.3.	Suspensiones en vehículos ferroviarios	33
3.3.1.	Introducción	33
3.3.2.	Elementos de mayor importancia en bogies.....	35
3.3.2.1.	Bastidor del bogie	35
3.3.2.2.	Ejes del bogie.....	35
3.3.2.3.	Motores de tracción.....	35
3.3.2.4.	Equipo de freno.....	35
3.3.2.5.	Suspensiones.....	36
3.3.2.6.	Barras estabilizadores.....	36
3.3.2.7.	Elementos de unión <i>caja-bogie</i> (cajas de grasa)	36
3.3.2.8.	Elementos auxiliares	36
3.3.3.	Suspensión de los bogies.....	37
3.3.3.1.	Suspensión primaria	37
3.3.3.2.	Suspensión secundaria	38
3.3.4.	Sistema de suspensión neumática de un bogie.....	38
3.3.5.	Tipos de muelles neumáticos	40
3.3.6.	Sistema <i>gigabox</i>	41
4.	Elementos de una suspensión	43
4.1.	Ballesta	43
4.1.1.	Ventajas y desventajas.....	43
4.2.	Muelles.....	45
4.2.1.	Parámetros principales de un resorte.....	47
4.2.2.	Limitaciones de diseño	49
4.3.	Barra de torsión.....	49
4.4.	Barra estabilizadora	50
4.5.	Suspensión de caucho	50
4.6.	Muelle neumático	51
4.6.1.	Los problemas comunes de suspensión de aire.....	52
4.7.	Amortiguador.....	53
4.7.1.	Tipos de amortiguadores	53
4.7.1.1.	Amortiguadores hidráulicos.....	53

5. Modelado de elementos en Modelica.....	59
5.1. Cilindro neumático adiabático	59
5.1.1 Ejemplo con fuerza constante.....	61
5.1.2 Ejemplo con una entrada rampa de fuerza.....	64
5.1.3 Ejemplo con entrada rampa de desplazamiento.....	67
5.1.4 Ejemplo con una entrada senoidal de fuerza.....	71
5.2. Ballesta	74
5.2.1. Ejemplo con entrada de fuerza constante	75
5.2.2. Ejemplo con entrada rampa de fuerza.....	76
5.2.3. Ejemplo con entrada de rampa de desplazamiento.....	77
5.2.4. Ejemplo con una fuerza senoidal.....	79
6. Modelado de elementos en Simulink	81
6.1. Cilindro neumático.....	81
6.1.1 Ejemplo con entrada de fuerza constante	82
6.1.2 Ejemplo con entrada de rampa de fuerza.....	87
6.1.3 Ejemplo con entrada de rampa de deslizamiento	91
6.2 Ballesta	94
6.2.1 Ejemplo con fuerza constante.....	95
6.2.2 Ejemplo con entrada de rampa de fuerza.....	97
6.2.3 Ejemplo con entrada de rampa de posición.....	98
6.2. Bogie modelo ½ tipo 1.....	101
6.2.1. Ecuaciones que rigen el movimiento del bogie.....	102
6.2.2. Irregularidades periódicas de la vía	103
6.2.5. Bogie tipo ½ modelo 1 con ballestas	111
6.2.6. Bogie tipo ½ modelo 1 con muelle neumático	114
7. Resultados de la simulación.....	117
7.1. Comparación entre Modelica y Simulink del cilindro neumático.....	117
7.1.1. Ejemplo de fuerza constante	118
7.1.2. Ejemplo de entrada de rampa de fuerza.....	119
7.1.3. Ejemplo de entrada de rampa de desplazamiento.....	120
7.2. Comparación entre Modelica y Simulink de la ballesta	122
7.2.1. Ejemplo de fuerza constante	122
7.2.2. Ejemplo de fuerza con rampa.....	122
7.2.3. Ejemplo con desplazamiento de rampa.....	123
7.3. Comparación entre resortes helicoidales, ballestas y muelles neumáticos para un bogie ½ modelo 1	124
8. Conclusiones y trabajos futuros	125

8.1	Conclusiones.....	125
8.2.	Trabajos futuros	126
9.	Referencias	127
10.	Anexos.....	129
10.1	Código cilindro neumático	129
10.1.1	Cilindro neumático con fuerza constante.....	130
10.1.2	Cilindro neumático con fuerza de rampa	130
10.1.3	Cilindro neumático con desplazamiento constante.....	131
10.1.4	Cilindro neumático con fuerza senoidal	131
10.2	Código ballesta	132
10.2.1	Ballesta con masa constante.....	132
10.2.2	Ballesta con masa en rampa	132
10.2.3	Ballesta con desplazamiento de rampa	133
10.2.4	Ballesta con masa senoidal	133

Índice de figuras

Figura 3.1. Suspensión rígida.....	13
Figura 3.2. Suspensión rígida para el eje trasero propulsor.....	14
Figura 3.3. Suspensión rígida trasera	14
Figura 3.4. Barra Panhard	15
Figura 3.5. Suspensión semirrígida de Dion.....	16
Figura 3.6. Suspensión semirrígida <i>de Dion</i> con ballestas.....	16
Figura 3.7. Sistema de eje torsional	17
Figura 3.8. Sistema de eje torsional con vehículo	17
Figura 3.9. Suspensión independiente	18
Figura 3.10. Comparación entre suspensión rígida e independiente	18
Figura 3.11. Suspensión de eje oscilante.....	19
Figura 3.12. Suspensión de eje oscilante compensado	19
Figura 3.13. Sistema de brazo semi-arrastrado y arrastrado	20
Figura 3.14. Suspensión de brazos tirados con barras de torsión.....	21
Figura 3.15. Despiece de una suspensión de brazos tirados con dos barras de torsión	21
Figura 3.16. Despiece de una suspensión de brazos tirados con cuatro barras de torsión.....	22
Figura 3.17. Suspensión <i>McPherson</i>	22
Figura 3.18. Esquema de un sistema de suspensión <i>McPherson</i>	23
Figura 3.19. Despiece de una suspensión <i>McPherson</i>	23
Figura 3.20. Suspensión <i>McPherson</i> con barra estabilizadora	24
Figura 3.21. Detalle de una suspensión <i>McPherson</i>	25
Figura 3.22. Despiece de una suspensión <i>falsa McPherson</i>	26
Figura 3.23. Modelos de conjunto soporte-amortiguador para la suspensión <i>McPherson</i>	26
Figura 3.24. Suspensión de paralelogramo deformable.....	27
Figura 3.25. Suspensión de paralelogramo deformable.....	27
Figura 3.26. Detalle de suspensión de paralelogramo deformable	28
Figura 3.27. Esquema de una suspensión multibrazo delantera.....	29
Figura 3.28. Esquema de una suspensión multibrazo trasera	30
Figura 3.29. Detalle de suspensión multibrazo en una rueda	30
Figura 3.30. Detalle de suspensión multibrazo en el eje delantero	31
Figura 3.31. Suspensión multibrazo Audi A6 eje delantero.....	31

Figura 3.32. Suspensión multibrazo Audi Quattro eje trasero	32
Figura 3.33. Suspensión multibrazo de Honda (5 brazos)	32
Figura 3.34. Bogie	33
Figura 3.35. Bogie motor	34
Figura 3.36. Detalle de la articulación entre largueros de bogie.....	37
Figura 3.37. Montaje de la suspensión de un bogie	38
Figura 3.38. Muelle de doble cámara	41
Figura 4.1. Ballesta	43
Figura 4.2. Muelles helicoidales en una suspensión	45
Figura 4.3. Amortiguador de fricción	53
Figura 4.4. Flujo de aceite a través del paso y de las válvulas.....	54
Figura 4.5. Esquema simplificado de un amortiguador de doble tubo.....	55
Figura 4.6. Esquema simplificado de un amortiguador monotubo.....	56
Figura 5.1. Esquema de cilindro adiabático con fuerza constante	61
Figura 5.2. Posición del cilindro y desplazamiento realizado respecto al tiempo en el ejemplo de fuerza constante.....	62
Figura 5.3. Volumen inicial, comprimido y final del cilindro respecto al tiempo en el ejemplo de fuerza constante.....	63
Figura 5.4. Presión inicial y final del cilindro respecto al tiempo en el ejemplo de fuerza constante.....	63
Figura 5.5. Constante de rigidez del cilindro y respecto al tiempo en el ejemplo de fuerza constante.....	64
Figura 5.6. Esquema del cilindro con entrada de rampa de fuerza.	64
Figura 5.7. Posición y desplazamiento realizado por el cilindro respecto al tiempo en el ejemplo con entrada de rampa de fuerza	65
Figura 5.8. Volumen inicial, comprimido y final del cilindro respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de rampa de fuerza	66
Figura 5.9. Presión inicial y final del cilindro respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de rampa de fuerza	66
Figura 5.10. Constante de rigidez del cilindro respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de rampa de fuerza	67
Figura 5.11. Esquema del cilindro con una entrada rampa de desplazamiento.	68
Figura 5.12. Posición del cilindro y desplazamiento realizado respecto al tiempo en el ejemplo de entrada rampa de desplazamiento.....	68
Figura 5.13. Volumen inicial, comprimido y final del cilindro respecto al tiempo en el ejemplo de entrada rampa de desplazamiento.....	69
Figura 5.14. Presión inicial y final del cilindro respecto al tiempo en el ejemplo de entrada rampa de desplazamiento	69

Figura 5.15. Constante de rigidez del cilindro respecto al tiempo en el ejemplo de entrada rampa de desplazamiento	70
Figura 5.16. Fuerza soportada por el cilindro respecto al tiempo en el ejemplo de entrada rampa de desplazamiento	71
Figura 5.17. Esquema del cilindro con una entrada senoidal de fuerza	71
Figura 5.18. Gráfica de la posición del cilindro respecto al tiempo con una entrada senoidal de fuerza	72
Figura 5.19. Volumen inicial, final y deslizado en el cilindro respecto al tiempo en el ejemplo de una entrada senoidal de fuerza	72
Figura 5.20. Presión inicial y final del cilindro respecto al tiempo en el ejemplo de entrada senoidal de fuerza	73
Figura 5.21. Rigidez del cilindro y fuerza soportada en respecto al tiempo en el ejemplo de entrada senoidal de fuerza	73
Figura 5.22. Esquema de la ballesta con entrada de fuerza constante	75
Figura 5.23. Posición de la ballesta respecto al tiempo en el ejemplo de masa constante	75
Figura 5.24. Esquema de la ballesta con masa en rampa	76
Figura 5.25. Posición de la ballesta respecto al tiempo en el ejemplo de entrada rampa de fuerza	76
Figura 5.26. Esquema de la ballesta con desplazamiento en rampa	77
Figura 5.27. Posición de la ballesta respecto al tiempo en el ejemplo de desplazamiento de rampa	78
Figura 5.28. Esquema de la ballesta con entrada senoidal de fuerza	79
Figura 5.29. Gráfica de la posición de la ballesta respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de fuerza senoidal	79
Figura 6.1. Subsistema cilindro adiabático dibujado en Simulink	82
Figura 6.2. Conexiones de fuerza constante	83
Figura 6.3. Gráfica de la posición h con respecto al tiempo	84
Figura 6.4. Gráfica de la posición $x(s_{rel})$ respecto al tiempo	84
Figura 6.5. Gráfica del volumen con respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de fuerza constante	85
Figura 6.6. Gráfica del volumen deslizado con respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de fuerza constante	85
Figura 6.7. Gráfica de la presión con respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de fuerza constante	86
Figura 6.8. Gráfica de la constante de rigidez del cilindro con respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de fuerza constante	86
Figura 6.9. Conexiones de entrada de rampa de fuerza	87

Figura 6.10. Gráfica de la posición h con respecto al tiempo en el ejemplo de rampa de fuerza	88
Figura 6.11. Gráfica de la posición $x(s_{rel})$ respecto al tiempo en el ejemplo de rampa de fuerza	88
Figura 6.12. Gráfica del volumen con respecto al tiempo	89
Figura 6.13. Gráfica del volumen comprimido con respecto al tiempo	89
Figura 6.14. Gráfica de la presión con respecto al tiempo	90
Figura 6.15. Gráfica de la constante de rigidez del cilindro con respecto al tiempo	90
Figura 6.16. Conexiones de entrada de rampa de fuerza	91
Figura 6.17. Gráfica de la posición h con respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de rampa de desplazamiento	92
Figura 6.18. Gráfica del volumen con respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de rampa de desplazamiento	92
Figura 6.19. Gráfica del volumen deslizado con respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de rampa de deslizamiento	93
Figura 6.20. Gráfica de la presión con respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de rampa de deslizamiento	93
Figura 6.21. Gráfica de la constante de rigidez del cilindro con respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de rampa de deslizamiento	94
Figura 6.22. Esquema del sistema ballesta	95
Figura 6.23. Conexiones de la ballesta con fuerza constante	96
Figura 6.24. Desplazamiento de la ballesta en función del tiempo en el ejemplo de fuerza constante	96
Figura 6.25. Esquema del ejemplo de ballesta con fuerza de rampa	97
Figura 6.26. Función del desplazamiento de la ballesta con fuerza de rampa	98
Figura 6.27. Esquema de la ballesta 2	99
Figura 6.28. Esquema del ejemplo de ballesta con desplazamiento de rampa	100
Figura 6.29. Función del desplazamiento de la ballesta con fuerza de rampa	101
6.30. Excitación vertical de los ejes modelada en Simulink	105
Figura 6.31. Excitación vertical de los ejes respecto al tiempo	105
Figura 6.32. Tren Modelo 1/2 tipo 1 de bogie con suspensión helicoidal secundaria	106
Figura 6.33. Subsistemas del sistema tren	107
Figura 6.34. Bogie delantero con suspensión secundaria de resortes helicoidales	107
Figura 6.35. Bogie trasero con suspensión secundaria de resortes helicoidales	108

Figura 6.36. Aceleración tangencial del vehículo ferroviario con suspensión secundaria de resortes helicoidales	108
Figura 6.37. Aceleración tangencial del vehículo ferroviario con suspensión secundaria de resortes helicoidales	109
Figura 6.38. Desplazamiento realizado por el vehículo ferroviario con resortes helicoidales.....	109
Figura 6.39. Velocidad del vehículo ferroviario con resortes helicoidales	110
Figura 6.40. Aceleración del vehículo ferroviario con resortes helicoidales ...	110
Figura 6.41. Aceleración del vehículo ferroviario con resortes helicoidales ...	111
Figura 6.42. Programación de la ballesta en Simulink	111
Figura 6.43. Desplazamiento realizado por el vehículo ferroviario con ballesta	112
Figura 6.44. Velocidad del vehículo ferroviario con ballesta	112
Figura 6.45. Aceleración del vehículo ferroviario con ballesta	113
Figura 6.46. Ángulo que gira el vehículo ferroviario con ballesta	113
Figura 6.47. Cilindro neumático programado en Simulink.....	114
Figura 6.48. Desplazamiento realizado por el vehículo ferroviario con muelle neumático.....	114
Figura 6.49. Velocidad del vehículo ferroviario con muelle neumático.....	115
Figura 6.50. Aceleración del vehículo ferroviario con muelle neumático.....	115
Figura 6.51. Ángulo que gira el vehículo ferroviario con muelle neumático ...	116

Índice de tablas

Tabla 4.1. Materiales empleados en los resortes	48
Tabla 5.1. Parámetros del cilindro neumático	61
Tabla 5.2. Parámetros de la ballesta	74
Tabla 6.1. Valor de los parámetros de la ecuación 6.10	104
Tabla 6.2. Parámetros del vehículo ferroviario	106
Tabla 7.1. Valores del cilindro con entrada de fuerza constante en Modelica	118
Tabla 7.2. Valores del cilindro con entrada de fuerza constante en Simulink	118
Tabla 7.3. Resultados de Simulink redondeados	118
Tabla 7.4. Diferencia de resultados entre Modelica y Simulink en el ejemplo con fuerza constante	119
Tabla 7.5. Valores del cilindro con entrada de rampa de fuerza en Modelica	119
Tabla 7.6. Valores del cilindro con entrada de rampa de fuerza en Simulink.	119
Tabla 7.7. Diferencia de resultados entre Modelica y Simulink en el ejemplo con rampa de fuerza	120
Tabla 7.8. Valores del cilindro con entrada de rampa de desplazamiento en Modelica	120
Tabla 7.9. Valores del cilindro con entrada de rampa de desplazamiento en Simulink	121
Tabla 7.10. Diferencia de resultados entre Modelica y Simulink en el ejemplo con desplazamiento de rampa	121
Tabla 7.11. Valores de la ballesta con entrada de fuerza de rampa en Modelica	122
Tabla 7.12. Desplazamiento de la ballesta con entrada de rampa de fuerza en Simulink	122
Tabla 7.13. Valores redondeados de Simulink en el ejemplo de ballesta con entrada de rampa de fuerza	122
Tabla 7.14. Diferencia entre Modelica y Simulink en el ejemplo de entrada de rampa de fuerza	123
Tabla 7.15. Valores de la ballesta con entrada de desplazamiento de rampa en Modelica	123
Tabla 7.16. Desplazamiento de la ballesta con entrada de rampa de desplazamiento en Simulink	123
Tabla 7.17. Diferencia entre Modelica y Simulink en el ejemplo de entrada de rampa de desplazamiento	123
Tabla 7.18. Resultados obtenidos para las suspensiones de los bogies	124

Nomenclatura

NOMBRE	SÍMBOLO
--------	---------

CAPÍTULO 4

Constante elástica	K
Módulo de rigidez	G
Diámetro medio de resorte	D
Diámetro del hilo	d
Número de espiras del muelle	N
Constante de Wahl	K_{WAHL}
Relación bobina hilo	c
Fuerza sobre el muelle	F
Deflexión del muelle	x
Energía almacenada en el muelle	E
Número total de espiras	N_t
Paso	p
Diámetro exterior del muelle	D_{ext}
Diámetro interior del muelle	D_{int}
Longitud del hilo del alambre	L
Longitud libre	L_0
Longitud a bloque	L_b
Flecha máxima	fmax

CAPÍTULO 5

Constante de rigidez	k (c)
Coeficiente adiabático	γ
Presión en el interior del cilindro	P

Área del cilindro	A
Volumen del cilindro	V
Fuerza que soporta el cilindro	F
Variación de la posición de los extremos	$\Delta x \text{ (s_rel)}$
Presión inicial	P_0
Volumen inicial	V_0
Longitud final del cilindro	h
Longitud inicial del cilindro	$x_0 \text{ (s_rel0)}$
Apoyo	S_0
Deflexión de la ballesta	$x \text{ (s_rel)}$
Longitud de las hojas	L
Número de hojas cortadas	n
Número de hojas enteras (maestras)	N
Ancho de las hojas	b
Espesor de las hojas	e
Módulo de Young	E
Gravedad	g
Masa soportada por la ballesta	$m \text{ (F)}$
Apoyo	s_0

CAPÍTULO 6

Masa del vehículo ferroviario	m_v
Rigidez suspensión secundaria	K_s
Amortiguamiento suspensión secundaria	C_s
Longitud entre el centro de gravedad del vehículo ferroviario y el eje trasero	L_2
Ángulo girado del vehículo ferroviario	θ
Altura del vehículo ferroviario respecto de la vía	x_v
Altura del bogie delantero respecto de la vía	x_{BF}

Altura del bogie trasero respecto de la vía	x_{BR}
Velocidad del vehículo ferroviario	v_V
Velocidad del bogie delantero	v_{BF}
Velocidad del bogie trasero	v_{BR}
Velocidad angular del vehículo ferroviario	ω
Aceleración del vehículo ferroviario	a_V
Momento de inercia del vehículo ferroviario en la dirección del desplazamiento	J_V
Aceleración angular del vehículo ferroviario	α
Masa del bogie	m_B
Constante de rigidez de la suspensión primaria	K_P
Constante amortiguadora de la suspensión primaria	C_P
Altura de la vía bajo el bogie delantero	x_{RF}
Aceleración del bogie delantero	a_{BF}
Velocidad de la vía en el momento en que pasa el bogie delantero	v_{RF}
Aceleración del bogie trasero	a_{BR}
Altura de la vía bajo el bogie trasero	x_{RR}
Velocidad de la vía en el momento en que pasa el bogie trasero	v_{RR}
Factor escalar de las irregularidades periódicas de la pista	A
Frecuencia espacial	ω
Longitud del raíl	L
Posición espacial	x

1. Introducción

1.1. Introducción

La simulación es muy importante hoy en día. Empresas importantes invierten mucho dinero en sistemas de simulación para desarrollar nuevos productos o mejorar los existentes. Modelica es un lenguaje de programación desarrollado recientemente, intuitivo, potente y fiable.

Por otra parte, los sistemas de los vehículos ferroviarios se investigan continuamente para conseguir una optimización máxima. La suspensión juega un papel muy importante en cualquier vehículo, por eso es el objetivo de la mayoría de investigaciones.

1.2. Objetivos

El presente proyecto tiene por objeto analizar el comportamiento de dos elementos de una suspensión, un cilindro neumático y una ballesta elástica, con el fin de estudiar el confort y la seguridad de cada uno de ellos en un sistema de suspensión ferroviaria.

Para ello se diseñará un modelo en Simulink que simule el comportamiento de un vehículo ferroviario que circule por una vía y se analizará el comportamiento con cada uno de los dos elementos. Se hará un estudio comparativo entre el modelo con un cilindro neumático en la suspensión secundaria y otro con una ballesta en dicha suspensión.

Ambos modelos se simularán en Modelica y en Simulink, comparando los resultados obtenidos de los dos programas, y concluyendo con la mejor opción para la suspensión secundaria, obtenida en Simulink. Se espera que este proyecto sirva como base para dar un mayor uso al programa Modelica y realizar trabajos futuros investigando el comportamiento de la suspensión

secundaria en los vehículos ferroviarios y el elemento de suspensión colocado en los mismos.

1.3. Estructura del proyecto

El proyecto consta de 8 capítulos, siendo el primero la presente introducción. Se describen a continuación los capítulos de los que consta dicho Proyecto Fin de Carrera:

- Capítulo 2. Lenguaje Modelica: en este capítulo se describe el lenguaje Modelica, exponiendo sus características básicas. Se compara con otro lenguaje de simulación muy potente, EcosimPro (también llamado EL), se enumeran las ventajas e inconvenientes de usar Modelica en detrimento de EL y se explica la diferencia entre modelado acausal y causal.
- Capítulo 3. Suspensiones vehiculares: en este capítulo se define el concepto de suspensión. Se enumeran los tipos de suspensión en vehículos automóviles y se describe la suspensión de vehículos ferroviarios. Por último, se desarrollan los sistemas neumáticos, los tipos de suspensiones neumáticas y el sistema *gigabox* en una suspensión ferroviaria.
- Capítulo 4. Elementos de una suspensión: en este capítulo se describen los elementos utilizados en las suspensiones, como las ballestas, muelles helicoidales, amortiguadores, etc.
- Capítulo 5. Modelado de elementos en Modelica: en este capítulo, se expone el modo de modelar los elementos a estudiar en el programa Modelica, las ecuaciones utilizadas, las simplificaciones, etc; y los experimentos a realizar.
- Capítulo 6. Modelado de elementos en Simulink: en este capítulo se describe cómo se modelan los componentes previamente modelados en Modelica, para después comparar los resultados de sus simulaciones.
- Capítulo 7. Resultados de la simulación: este capítulo compara los resultados de las simulaciones en Modelica y Simulink para comprobar la diferencia entre ambos.
- Capítulo 8. Conclusiones y trabajos futuros: en este capítulo, se presentan las principales conclusiones obtenidas durante la realización del presente proyecto y los trabajos a realizar para seguir mejorando los sistemas de suspensión.

2. Lenguaje Modelica

2.1. Introducción

Modelica es un lenguaje de programación que permite implementar modelos matemáticos de sistemas complejos naturales o artificiales con el objetivo de simular mediante el ordenador el comportamiento de estos sistemas dinámicos y cómo su comportamiento varía con el tiempo [1].

Modelica es un lenguaje orientado a objetos basado en ecuaciones, creado para el desarrollo de modelos computacionales de alta complejidad. Las cuatro características del lenguaje Modelica son:

- Se basa en ecuaciones en lugar de asignar estados. Esto permite modelar de manera acausal, que proporciona mejor uso de las clases, ya que las ecuaciones no especifican la dirección en la cual se resuelven las variables. De esta manera, una clase de Modelica se puede adaptar a varios contextos.
- Posee una capacidad de modelización multidominio, esto significa que sus librerías poseen componentes de diferentes dominios, tales como eléctricos, mecánicos, termodinámicos, electrónicos, etc; que pueden ser descritos y conectados entre ellos.
- Tiene un concepto general de clase que unifica clases, genéricos y subclases para simplificar la construcción sintáctica. Esto facilita que los componentes sean usados más veces y que los modelos evolucionen.

- Reúne un software de modelo de componentes potente, que crea y conecta dichos componentes, a la vez que su lenguaje es sencillo por lo que se crean fácilmente modelos complejos.

Estas características hacen que Modelica sea un lenguaje potente y fácil de usar, sobre todo para simular y modelar.

2.2. Modelado acausal y orientado a objetos

2.2.1. El modelado acausal

El modelado acausal no incluye información acerca de la causalidad computacional en la descripción matemática del modelo, esto libera al desarrollador del modelo de la tarea de establecer por sí mismo la causalidad computacional; además los modelos descritos acausalmente pueden ser reutilizados en otros contextos computacionales [2].

En los lenguajes de simulación causales, al escribir una ecuación *variable=expresión* se evalúa la variable situada a la izquierda de la igualdad, en los lenguajes acausales no se informa acerca de la variable que debe calcularse en la ecuación.

Los modelos son declarativos, ya que definen relaciones más que constituir procedimientos para el cálculo de datos.

Los lenguajes de modelado acausales (y además orientados a objetos) más importantes desarrollados son: ABACUSS II, ASCEND, Camas, EcosimPro, gPROMS, MODE.LA, Modelica, NMF, ObjectMath, Omola y Smile. Algunos de ellos se encuentran en desuso actualmente.

Las manipulaciones que la herramienta de modelado realiza sobre el modelo transforman la descripción externa del mismo a una formulación adecuada para la resolución numérica. La descripción interna del modelo contiene el conjunto de ecuaciones del modelo, simplificadas, ordenadas y manipuladas simbólicamente.

Además, la descripción interna contiene información relativa a la resolución numérica y a los métodos numéricos a emplear, de cuya compilación y linkado con las librerías adecuadas se obtiene el fichero ejecutable que lleva a cabo la simulación.

La transformación de la descripción externa del modelo a su descripción interna conceptualmente implica la realización de tres operaciones:

- Elaboración: traducción del modelo a una formulación plana del conjunto completo de sus ecuaciones.
- Análisis: realiza la simplificación, la asignación de la causalidad computacional, la ordenación de las ecuaciones y la manipulación simbólica de las ecuaciones.
- Optimización: hace más eficiente su resolución numérica.

Además, para poder simular el modelo dinámico, el entorno de modelado necesita:

- Disponer de un algoritmo de la simulación apropiado para modelos híbridos.
- Realizar un tratamiento adecuado de los eventos discretos consistente en su detección, la determinación precisa del instante de disparo y la solución del problema de reinicio.
- Algoritmos para realizar la manipulación simbólica de los lazos algebraicos lineales y para realizar el *corte* de los lazos no lineales.

2.2.2. El diseño orientado a objetos

El diseño orientado a objetos es un método de la ingeniería del software consistente en analizar el sistema como un conjunto de objetos interactuantes.

Este método de diseño se basa en la abstracción, la ocultación de la información y la modularidad. Al realizar el diseño, se define la estructura del sistema a modelar y la interacción entre sus partes antes de considerar la representación del comportamiento de sus componentes básicos.

Un concepto importante en el modelado orientado a objetos es la clase. Una clase es una descripción de un grupo de objetos con propiedades similares.

Un modelo normalmente es una descripción de un tipo de sistema más que una representación de un sistema en particular. La simulación se realiza sobre la instanciación del modelo.

Para reutilizar clases se pueden usar dos modos: la composición y la especialización. La composición es la capacidad de definir nuevos modelos formados por submodelos conectados entre sí. La especialización es la capacidad de definir nuevos modelos especializando otros ya existentes.

La parametrización es un concepto clave en la reutilización. Los parámetros de un modelo son todas las propiedades que pueden cambiarse para adaptar el modelo a diferentes aplicaciones.

La herencia es un mecanismo de compartición de información entre clases mediante especialización. Cuando una clase sólo puede tener una superclase se dice que hay herencia simple y, en caso contrario, la herencia es múltiple.

Puede considerarse la herencia entonces como un refinamiento o especialización del concepto general definido en su superclase, al que se añaden nuevos componentes o ecuaciones.

El polimorfismo es un concepto estrechamente relacionado con la reutilización de los modelos. Los modelos polimórficos tienen interfaces con estructuras equivalentes y que además tienen los mismos grados de libertad.

El polimorfismo es una primera condición para que varios modelos puedan ser usados en el mismo contexto e intercambiados sin necesidad de alterar el resto del sistema.

2.2.3. Actualidad

Los lenguajes de modelado acausales soportan la metodología de la orientación a objetos, para así: reducir el coste asociado a cada una de las fases del ciclo de vida de los modelos: aumentar la productividad de los desarrolladores de los modelos y la calidad del código obtenido.

2.3. Comparación con EcosimPro

Modelica y EcosimPro/EL (a partir de ahora se denominará al lenguaje EcosimPro como EL), son lenguajes orientados a objeto y basados en ecuaciones para el modelado de sistemas físicos continuos y de eventos discretos. A continuación, se detallan las diferencias entre un lenguaje y otro [3].

2.3.1. Tipos y propiedades de los datos

2.3.1.1. Fundamentales

EL contempla los tipos *Tabla* y *Punteros a funciones* como tipos base del lenguaje. Modelica no los incorpora como tales, aunque proporciona mecanismos para implementarlos como tipos compuestos.

Los *Punteros a funciones* se utilizan para expresar un comportamiento paramétrico que se puede pasar como argumento a clases o funciones, Modelica no los contempla aunque proporciona mecanismos suficientes para sustituir su funcionalidad.

Para Modelica todos los tipos base se consideran clases preconstruidas compuestas por una serie de atributos que modelan su comportamiento.

Mediante atributos se puede:

- a) Asignar una cantidad física a la que el tipo está haciendo referencia.
- b) Definir las unidades que la variable está representando, así como las unidades en las que se muestra esta variable.
- c) Definir intervalos de validez de la variable, fuera de los cuales la herramienta generaría una advertencia o error durante la simulación del modelo.
- d) Atributos para asignar el valor inicial y parámetros para condicionar a la herramienta la asignación del valor inicial de dicha variable.
- e) En el caso de tipos reales, existen atributos que permiten definir valores nominales para la variable con que permitan normalizar el valor de las variables de este tipo o adecuar los vectores de tolerancias de los resolvedores DAE, (differential algebraic equations).

2.3.1.2. Enumerados y derivados

La diferencia más importante y quizás una desventaja clara la muestra EL respecto a la limitación de los elementos que pueden estar contenidos en un array. EL restringe los tipos básicos y enumerados como elementos en un array. En cambio Modelica permite que además de los tipos básicos y enumerados, las clases o modelos puedan ser elementos de un array.

2.3.1.3. Variabilidad

La única diferencia existente entre ambos lenguajes es a nivel sintáctico. Ambos permiten definir variables con distintas variabilidades: constantes, parámetros, variables discretas y continuas.

2.3.2. Sentencias

Las sentencias secuenciales se ejecutan en un orden predefinido dentro de la sección de código a la que pertenecen.

Las sentencias continuas describen comportamientos de sistemas dinámicos continuos. Normalmente son relaciones matemáticas que ligan unas variables con otras.

Las sentencias discretas describen discontinuidades explícitamente definidas mediante expresiones relacionales o lógicas.

2.3.3. Terminales

Los terminales permiten comunicar unos componentes con otros dentro de un mismo sistema. EL muestra una mayor flexibilidad que Modelica. Se permite definir mediante las palabras reservadas *IN* y *OUT* en EL la direccionabilidad de las variables *through* de los terminales.

Se puede resumir que las variables *across* son los potenciales asociados a los nodos de interconexión de componentes, y la *through* son los flujos asociados a dichos potenciales y que entran o salen de los componentes a través de sus terminales.

En Modelica la direccionabilidad está definida en el lenguaje por convenio, el flujo de las variables *through* siempre entra en el componente.

Todos los modelos en Modelica son clases y los conectores son clases que están restringidas a no tener bloques de código que contengan sentencias continuas ni secuenciales.

2.3.4. Clases de componentes

2.3.4.1. Bloques de código en clases

La sección declarativa en Modelica es la sección inicial que existe después de la definición del nombre de la clase. No tiene ninguna etiqueta que la identifique y es el lugar en el que se declaran las variables y componentes de la clase.

En EL los parámetros se pueden declarar tanto en la sección *DATA* como en la definición del identificador del componente.

Respecto a la inicialización de variables, en Modelica se puede asignar atributos *start* y *fixed* de las variables inicializar o definiendo ecuaciones para el instante inicial en la sección *initial equation*.

En lo que respecta a la declaración de sentencias que definan eventos, en EL solamente aparecen en el bloque *discrete*, mientras que en Modelica lo pueden hacer en el bloque *equation* o *algorithm*. Respecto a la utilización de sentencias secuenciales se usa la sección *algorithm*.

2.3.4.2. Características avanzadas

En Modelica la propiedad de características avanzadas no está soportada y cuando una ecuación queda definida en una clase nunca podrá ser modificada en clases descendientes.

Las clases paramétricas son un mecanismo que permiten pasar como argumento, en tiempo de definición o instanciación la clase a la que pueden pertenecer uno o varios componentes.

2.3.5. Librerías

La diferencia entre EL y Modelica es la inclusión de propiedades de representación gráfica de los componentes dentro de ellos mismos y en las librerías en los que se almacenan. Modelica permite a un componente asociar un icono gráfico dentro de la misma definición de este mediante directivas *annotation*.

EL no tiene un capturador de esquemas integrado en la herramienta. En su lugar se puede utilizar una herramienta externa, SmartSketch, que proporciona al usuario las posibilidades gráficas que EL no ofrece.

2.3.6. Particiones

La partición es un concepto implementado solamente en EL que permite dar una gran flexibilidad al diseño de experimentos y simulaciones. Ninguna de las posibilidades que EL ofrece mediante las particiones se puede utilizar con Modelica, a menos que conste en la información suministrada en la documentación del producto.

2.3.7. Definición de experimentos

EL ofrece explícitamente la posibilidad de definir experimentos sobre los sistemas a simular mediante bloques de código secuencial que permiten realizar muchas tareas. Todo esto se puede realizar con Modelica dependiendo

en gran medida de la herramienta con la que se trabaje, en el caso de Modelica las funcionalidades se pueden alcanzar mediante los *scripts* pero de manera más limitada.

2.3.8. Ventajas e inconvenientes de usar Modelica respecto a EL

En general, los lenguajes de Modelica y EL están perfectamente dotados de construcciones que permiten abordar la metodología de modelado orientado a objetos de sistemas continuos, discretos e híbridos.

Las ventajas de usar Modelica respecto a EL son:

- Los arrays de Modelica pueden contener componentes además de tipos simples y derivados.
- Modelica contiene clases paramétricas.
- La utilización de herramientas gráficas incorporadas en el propio lenguaje Modelica hace que el modelado gráfico sea muy cómodo.

Los inconvenientes de usar Modelica respecto a EL son:

- Modelica no permite la utilización de ecuaciones virtuales que especialicen el comportamiento de sucesivas generaciones de componentes, con lo que el modelado de un mismo grafo de herencia no es flexible.
- EL posee una interfaz para simular experimentos de modelos mediante lenguajes de programación, una capacidad muy flexible que Modelica no posee.

3. Suspensiones vehiculares

3.1. Introducción

Las funciones principales de la suspensión de un vehículo son soportar el peso de dicho vehículo, permitir su movimiento elástico controlado sobre los ejes y proteger al propio automóvil de las vibraciones extremas, absorbiendo las desigualdades del terreno mientras mantiene las ruedas en contacto con el pavimento en todo momento, así como a la vía sobre la que circula, cualesquiera que sea el estado de la vía y su utilización [4].

La suspensión trata de que no sean transmitidas las irregularidades a los ocupantes del vehículo, proporcionándoles un buen nivel de confort y seguridad, así como protegiendo al propio automóvil de las vibraciones extremas. La estabilidad del vehículo debe cumplirse cualesquiera que sean los obstáculos, los desniveles de la ruta, el radio de viraje y la pendiente.

Asimismo, debe garantizar la comodidad de los pasajeros y la protección de las mercancías transportadas, reduciendo en cuanto sean posibles los movimientos verticales, longitudinales, transversales y angulares de la parte suspendida.

El sistema de suspensión suele estar ubicado en el vehículo entre el suelo y el bastidor y está constituido genéricamente por los mismos componentes para todo tipo de vehículos diferenciándose en sus tipos y dimensiones de acuerdo a las prestaciones del vehículo y su función.

Las suspensiones de los vehículos constituyen un aspecto fundamental del diseño mecánico de cualquier vehículo. Sin embargo, en la mayor parte de los mismos, el diseño de la suspensión afecta también a otras prestaciones del mismo.

Todo ello confiere al diseño de la suspensión una gran complejidad y requiere la participación de expertos.

En la suspensión de un vehículo existen diferentes tipos de elementos que permiten asegurar las funciones de confort, estabilidad, seguridad y calidad de marcha. De forma general, estos elementos pueden dividirse en elementos elásticos y elementos amortiguadores:

- Elemento flexible. Existen multitud de sistemas que realizan esta función, como pueden ser ballestas, barras de torsión, muelles propiamente dichos, etc. Garantizan la unión entre los órganos de rodadura y el vehículo, aportando una fuerza recuperadora cuando se produce alguna separación entre ellos.
- Amortiguador. Encargado de mitigar o neutralizar las oscilaciones del elemento flexible producidas por las irregularidades del terreno. Son elementos disipadores de energía que hacen que decaiga el movimiento oscilatorio, provocado por cualquier tipo de perturbación que actúe sobre la suspensión.

A parte de estos elementos existen otros que completan la cadena cinemática de las suspensiones de un vehículo, tales como:

- Las barras estabilizadoras, encargadas de contener la inclinación de la carrocería.
- Los trapecios o brazos de suspensión que conectan la carrocería del vehículo con los elementos móviles de la suspensión, como la mangueta, elemento sobre el que se fija la rueda.
- También se consideran parte de la suspensión los asientos y los neumáticos ya que son capaces de filtrar las irregularidades del pavimento y, por lo tanto, cumplen con la definición de suspensión.

Dependiendo del sistema de suspensión utilizado, algunos elementos cumplen la doble función de ser elementos elásticos y de amortiguamiento.

Cualquier tipo de vehículo consta de las siguientes partes:

- Masa Suspendida, es la parte de la masa total que es soportada por el sistema de suspensión. Está constituida por chasis, grupo motor, carrocería, etc; además de la carga del vehículo.
- Masa no Suspendida, formada por el sistema de suspensión y los elementos que conectan dicho sistema con la vía sobre la que circula el vehículo. Son ejes, ruedas, frenos del vehículo (si están incluidos fuera del chasis), elementos de transmisión, etc.

Actualmente existen distintas disposiciones de suspensión cuyo uso depende del tipo de comportamiento que se busca en el vehículo: mayores prestaciones, más comodidad, sencillez y economía, etc.

3.2. Suspensiones en vehículos automóviles

3.2.1. Suspensión rígida

Las primeras suspensiones estaban formadas por un eje rígido, en cuyos extremos se montaban las ruedas. Como consecuencia de ello, todo el movimiento que afecta a una rueda se transmite a la otra del mismo eje. En la figura 3.1 se puede ver cómo al elevarse una rueda, se extiende su inclinación al eje y de este a la otra rueda. Como el eje va fijado directamente sobre el bastidor, la inclinación se transmite a todo el vehículo. Este montaje es muy resistente y más económico de fabricar, pero tiene la desventaja de ser poco cómodo para los pasajeros y una menor seguridad [5].

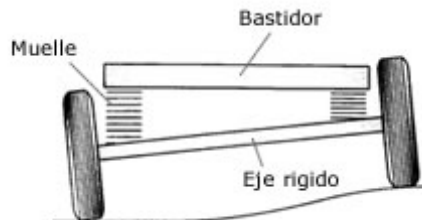


Figura 3.1. Suspensión rígida

Además, el peso de las masas no suspendidas aumenta notablemente debido al peso del eje rígido y al peso del grupo cónico diferencial en los vehículos de tracción trasera. En estos últimos, el grupo cónico sube y baja en las oscilaciones como un parte integradora del eje rígido.

Como principal ventaja, los ejes rígidos destacan por su sencillez de diseño y no producen variaciones significativas en los parámetros de la rueda como caída, avance, etc. El principal uso de esta disposición de suspensión se realiza sobre todo en vehículos industriales: autobuses, camiones y vehículos todo terreno.

En la figura 3.2 se muestra un modelo de eje rígido actuando de eje propulsor. En estos casos, el eje está constituido por una caja que contiene el mecanismo diferencial (1) y por los tubos (3) que contienen los palieres. El eje rígido en este caso se apoya contra el bastidor mediante ballestas (2) que hacen de elemento elástico transmitiendo las oscilaciones. Completan el conjunto los amortiguadores (4).

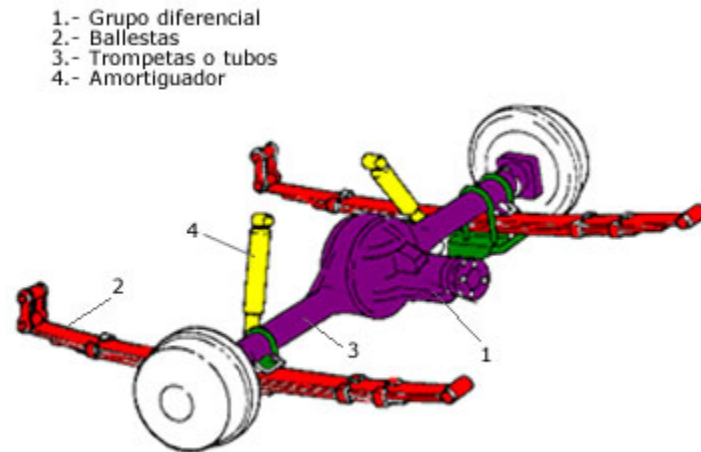


Figura 3.2. Suspensión rígida para el eje trasero propulsor

En la figura 3.3 se observa una suspensión rígida trasera que sustituye las ballestas por muelles. Esta suspensión no presenta rigidez longitudinal, de forma que el eje rígido lleva incorporada barras longitudinales que mantienen el eje fijo en su posición, evitando que se mueva en el eje longitudinal.

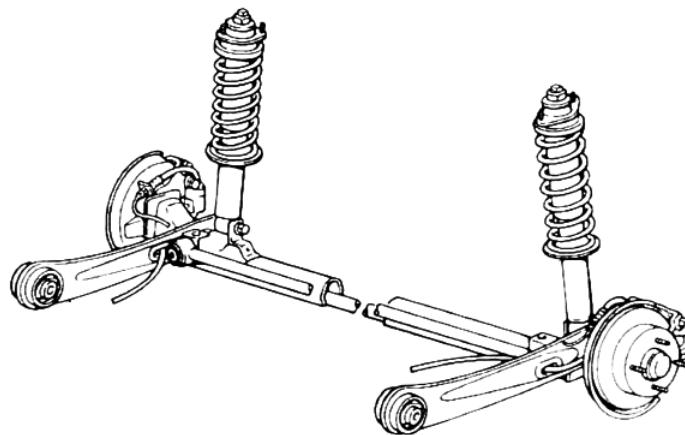


Figura 3.3. Suspensión rígida trasera

Además, para estabilizar el eje y generar un único centro de balanceo de la suspensión, se añade una barra transversal que une el eje con el bastidor. Esta barra es conocida como barra *Panhard*. Tanto las barras longitudinales como la barra *Panhard* disponen de articulaciones elásticas que las unen con el eje y la carrocería.

En la figura 3.4 se puede observar un esquema de la suspensión de barra *Panhard*.

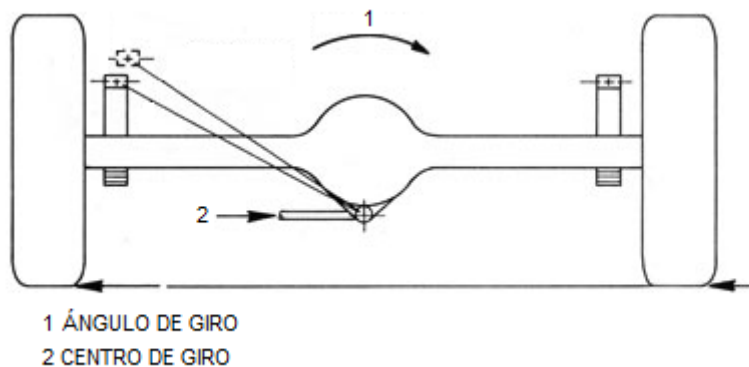


Figura 3.4. Barra Panhard

3.2.2. Suspensión semirrígida

Las suspensiones son muy parecidas a las anteriores, su principal diferencia es que las ruedas están unidas entre sí y en el eje rígido pero transmitiendo de una forma parcial las oscilaciones que reciben de las irregularidades del terreno.

En cualquier caso, aunque la suspensión no es rígida total, tampoco es independiente. La función motriz se separa de la función de suspensión y de guiado, o lo que es lo mismo, el diferencial se une al bastidor y no es soportado por la suspensión.

Existen dos tipos de suspensiones semirrígidas: la de *Dion* y la de eje torsional.

3.2.2.1. Sistema de *Dion*

En la figura 3.5 se muestra una suspensión de *Dion*. En ella las ruedas van unidas mediante soportes articulados (1) al grupo diferencial (2) que, en la suspensión con eje de *Dion* es parte de la masa suspendida, es decir, va anclado al bastidor del automóvil. Bajo este aspecto, se transmite el giro a las ruedas a través de dos semiejes (palieres) como en las suspensiones independientes. A su vez, ambas ruedas están unidas entre sí mediante un tubo de *Dion* (3) que las ancla de forma rígida permitiendo a la suspensión deslizamientos longitudinales.

Este sistema tiene la ventaja, frente al eje rígido, de disminuir la masa no suspendida (debido al poco peso de la traviesa del eje de *Dion* y al anclaje del grupo diferencial al bastidor), y mantener los parámetros de la rueda prácticamente constantes como los ejes rígidos gracias al anclaje rígido de la traviesa. La suspensión posee, además, elementos elásticos de tipo muelle helicoidal (elemento 4 en la figura 5) y suele ir acompañada de brazos longitudinales que limitan los desplazamientos longitudinales.

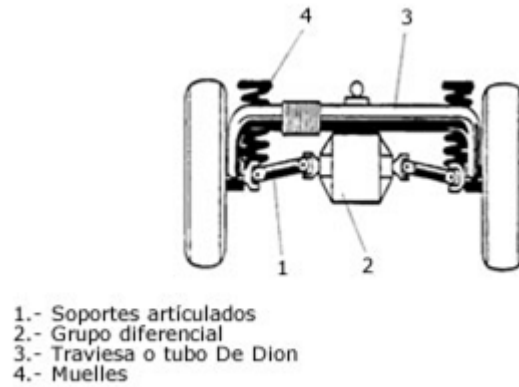


Figura 3.5. Suspensión semirrígida de Dion

Otra suspensión semirrígida *de Dion*, pero que utiliza ballestas en vez de muelles, se puede observar en la figura 3.6.

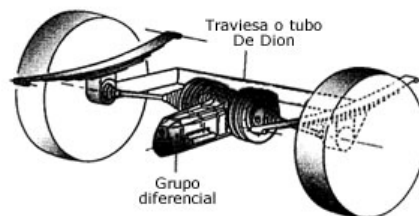


Figura 3.6. Suspensión semirrígida *de Dion* con ballestas

En la actualidad hay pocos coches que montan esta suspensión debido a que su coste es elevado.

3.2.2.2. Sistema de eje torsional

El eje torsional es otro tipo de suspensión semirrígida utilizada en las suspensiones traseras, en vehículos que tienen tracción delantera. El tubo que une las dos ruedas tiene forma de *U*, por lo que es capaz de deformarse un cierto ángulo cuando una de las ruedas encuentra un obstáculo para después, una vez pasado el obstáculo, volver a la posición inicial.

Las ruedas están sujetas rígidamente a dos brazos longitudinales unidos por un travesaño que se tuerce durante las sacudidas no simétricas, dando estabilidad al vehículo.

Esta configuración da lugar, a causa de la torsión del puente, a una recuperación parcial del ángulo de caída de alto efecto de estabilización, características que, junto al bajo peso, bajo coste y poco espacio que ocupa, resulta ideal para instalarla junto con otros componentes en la parte inferior del vehículo (depósito de combustible, escape, etc.).

Esta configuración ha convertido a este tipo de suspensiones en una de las más empleadas en vehículos de gama media-baja.

En la figura 3.7 se observa un esquema de sistema de eje torsional.



Figura 3.7. Sistema de eje torsional

En la figura 3.8 se observa una figura de un eje torsional integrado en un vehículo.

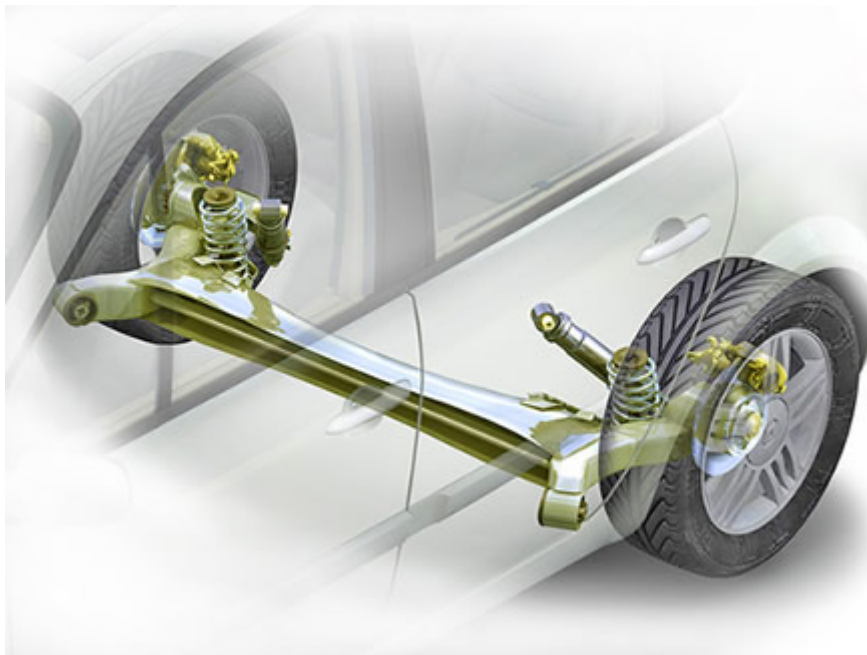


Figura 3.8. Sistema de eje torsional con vehículo

3.2.3. Suspensión independiente

El sistema de suspensión independiente tiene un montaje elástico independiente que no está unido a otras ruedas. A diferencia del sistema rígido, el movimiento de una rueda no se transmite a la otra y la carrocería resulta menos afectada. En la figura 3.9 se muestra una suspensión independiente.

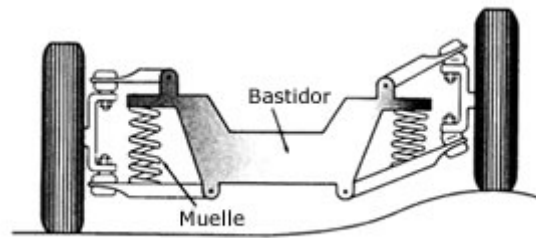


Figura 3.9. Suspensión independiente

En la figura 3.10 se observa una comparación entre suspensión rígida e independiente.

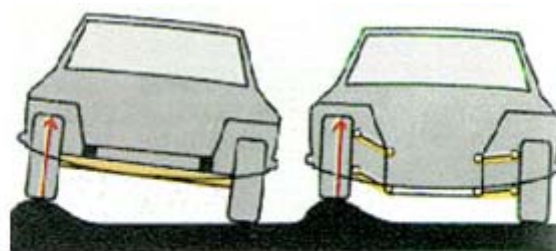


Figura 3.10. Comparación entre suspensión rígida e independiente

Actualmente, la suspensión independiente a las cuatro ruedas se va utilizando cada vez más debido a que es la más óptima desde el punto de vista de confort y estabilidad, al reducir de forma independiente las oscilaciones generadas por el pavimento sin transmitirlas de una rueda a otra del mismo eje.

La principal ventaja añadida de la suspensión independiente es que posee menos masa no suspendida que otros tipos de suspensión, por lo que las acciones transmitidas al chasis son de menor magnitud.

El diseño de este tipo de suspensión debe garantizar que las variaciones de caída de rueda y ancho de ruedas en dichas ruedas directrices deben ser pequeñas para conseguir una dirección segura del vehículo.

Por el contrario, para cargas elevadas esta suspensión puede presentar problemas. Actualmente este tipo de suspensión es el único que se utiliza para las ruedas directrices.

El número de modelos de suspensión independiente es muy amplio y además posee numerosas variantes.

Los principales tipos de suspensiones de tipo independiente son:

- Suspensión de eje oscilante.
- Suspensión de brazos tirados.

- Suspensión *McPherson*.
- Suspensión de paralelogramo deformable.
- Suspensión *multibrazo* (multilink).

3.2.3.1. Suspensión de eje oscilante

La peculiaridad de la suspensión de eje oscilante, se muestra en la figura 3.11, es que el elemento de rodadura (1) y el semieje (2) son solidarios (salvo el giro de la rueda), de forma que el conjunto oscila alrededor de una articulación (3) próxima al plano medio longitudinal del vehículo.

Este tipo de suspensión no se puede usar como eje directriz puesto que en el movimiento oscilatorio de los semiejes se altera notablemente la caída de las ruedas en las curvas. Completan el sistema de suspensión dos conjuntos muelle-amortiguador telescópico (4)

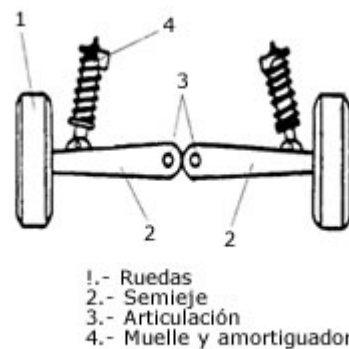


Figura 3.11. Suspensión de eje oscilante

Una variante de este sistema es realizada mediante un eje oscilante pero de una sola articulación mostrada en la figura 3.12. La ventaja que presenta es que el pivote de giro (1) está a menor altura que en el eje oscilante de dos articulaciones. El mecanismo diferencial (2) oscila con uno de los palieres (3), mientras que el otro (4) se mueve a través de una articulación (6) que permite a su vez un desplazamiento de tipo axial en el árbol de transmisión. El sistema también cuenta con dos conjuntos muelle-amortiguador (7).

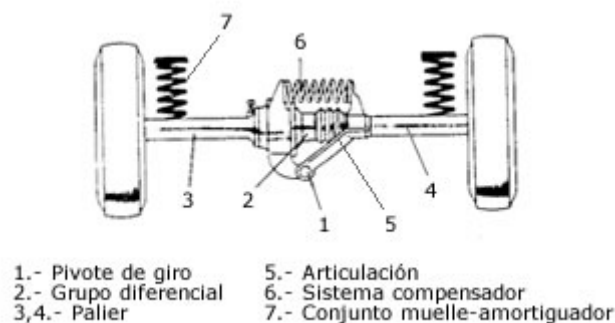


Figura 3.12. Suspensión de eje oscilante compensado

3.2.3.2. Suspensión de brazos tirados o arrastrados

La suspensión de brazos tirados o arrastrados se caracteriza por tener dos elementos soporte o brazos en disposición longitudinal, que van unidos por un extremo al bastidor y por el otro a la mangueta de la rueda. Si el eje es de tracción, el grupo diferencial va anclado al bastidor. En cualquier caso las ruedas son tiradas o arrastradas por los brazos longitudinales que pivotan en el anclaje de la carrocería.

Este sistema de suspensión ha creado un gran número de variantes cuyas diferencias estriban fundamentalmente en cuál es el eje de giro del brazo tirado en el anclaje al bastidor y cuál es el elemento elástico que utiliza.

En la figura 3.13 se muestra cómo los brazos tirados pueden pivotar de distintas formas: en la figura de la derecha los brazos longitudinales pivotan sobre un eje de giro perpendicular al plano longitudinal del vehículo. Este tipo de suspensión apenas produce variaciones de vía, caída o avance de la rueda. En la figura de la izquierda pivotan los brazos sobre ejes que tienen componentes longitudinales, es decir, sobre ejes oblicuos al plano longitudinal del vehículo. A esta última variante también se la conoce como brazos semi-arrastrados, y tiene la ventaja de que no precisa estabilizadores longitudinales debido a la componente longitudinal que tiene el propio brazo o soporte.

En este caso, las variaciones de caída y de vía dependen de la posición e inclinación de los brazos longitudinales, por lo tanto, permite que se varíe durante la marcha la caída y el avance de las ruedas con lo que se mejora la estabilidad del vehículo. En cuanto al tipo de elementos elásticos que se utilizan en estas suspensiones, se encuentran las barras de torsión y los muelles.

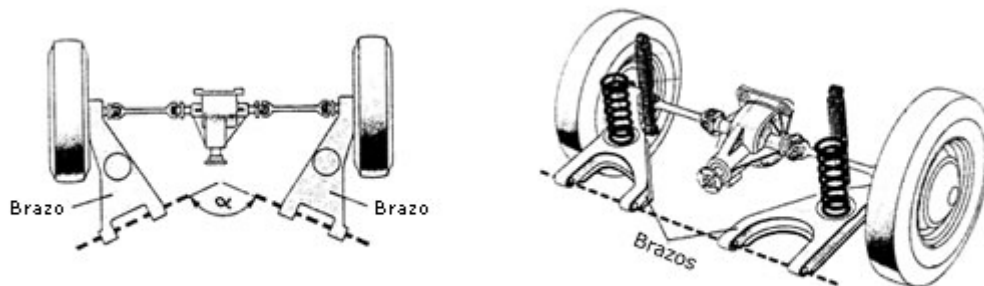


Figura 3.13. Sistema de brazo semi-arrastrado y arrastrado

3.2.3.3. Sistemas de brazos tirados con barras de torsión

En los sistemas de suspensión de brazos tirados con barras de torsión, las barras se montan de manera transversal a la carrocería. Como mínimo se utilizan dos, pudiendo llegar incluso a montar cuatro en vehículos cuyo tarado sea mayor.

Por ejemplo, existen modelos que montan dos barras de torsión en el puente trasero, mientras que un modelo similar pero con mayor motorización, monta

cuatro barras unidas por una gemela. En la figura 3.14 se observa a la izquierda una suspensión de brazos tirados con dos barras de torsión y a la derecha una suspensión de brazos tirados, en este caso con cuatro barras de torsión.

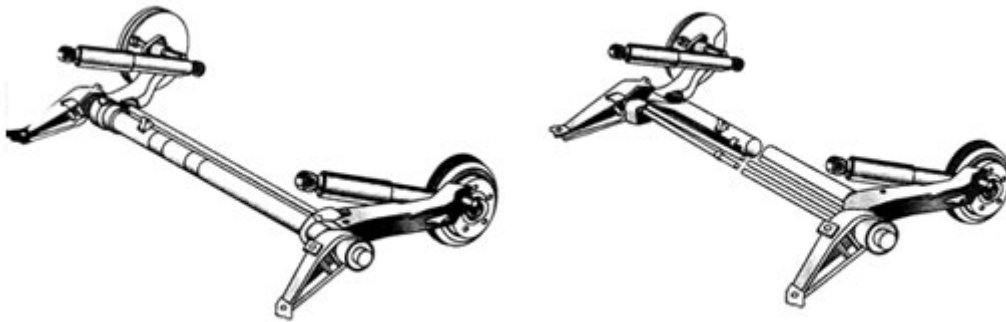


Figura 3.14. Suspensión de brazos tirados con barras de torsión

En la figura 3.15 se observa el despiece de una suspensión de brazos tirados con dos barras de torsión.

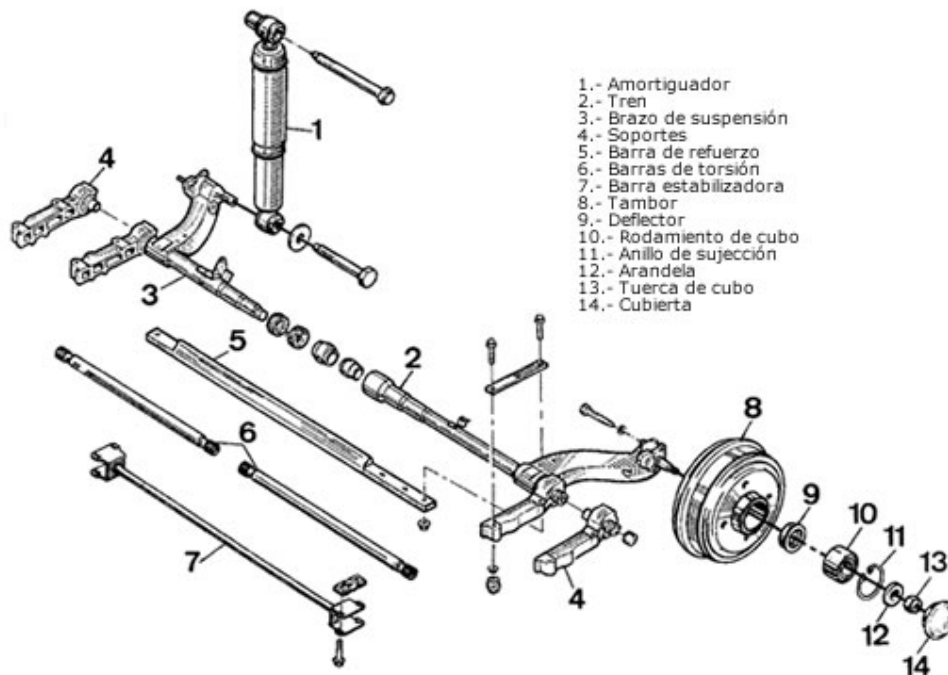


Figura 3.15. Despiece de una suspensión de brazos tirados con dos barras de torsión

En la figura 3.16 se observa el despiece de una suspensión de brazos tirados con cuatro brazos.

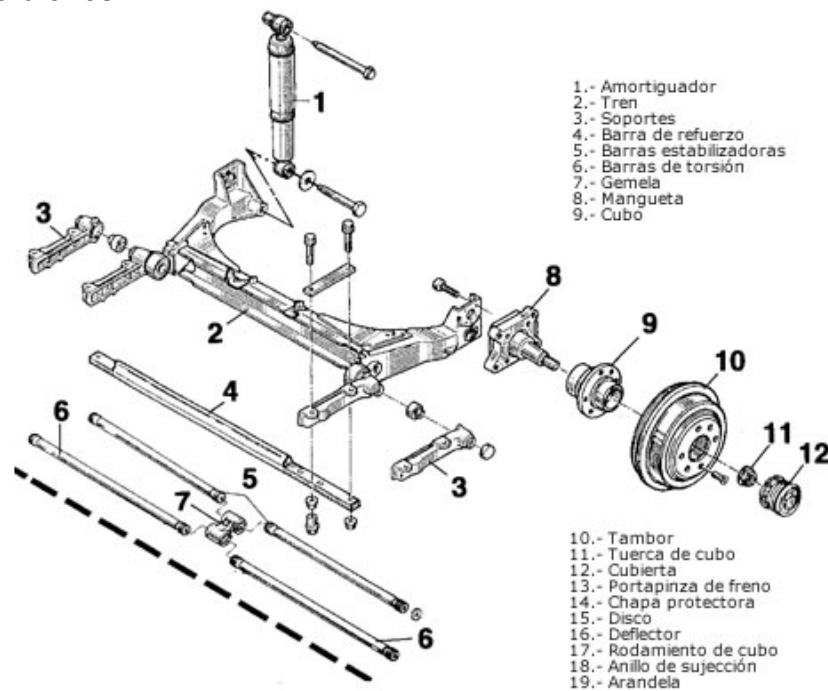


Figura 3.16. Despiece de una suspensión de brazos tirados con cuatro barras de torsión

3.2.3.4. Suspensión *McPherson*

La suspensión *McPherson* fue desarrollada por Earle S. McPherson, ingeniero de Ford del cual recibe su nombre. Este sistema es uno de los más utilizados en el tren delantero aunque se puede montar igualmente en el trasero.

Este sistema ha tenido mucho éxito, sobre todo en vehículos más modestos, por su sencillez de fabricación y mantenimiento, el coste de producción y el poco espacio que ocupa.

Con esta suspensión es imprescindible que la carrocería sea más resistente en los puntos donde se fijan los amortiguadores y muelles, con objeto de absorber los esfuerzos transmitidos por la suspensión. En la figura 3.17 se observa una suspensión *McPherson*.



Figura 3.17. Suspensión *McPherson*

En la figura 3.18 se observa un esquema de una suspensión *McPherson*.

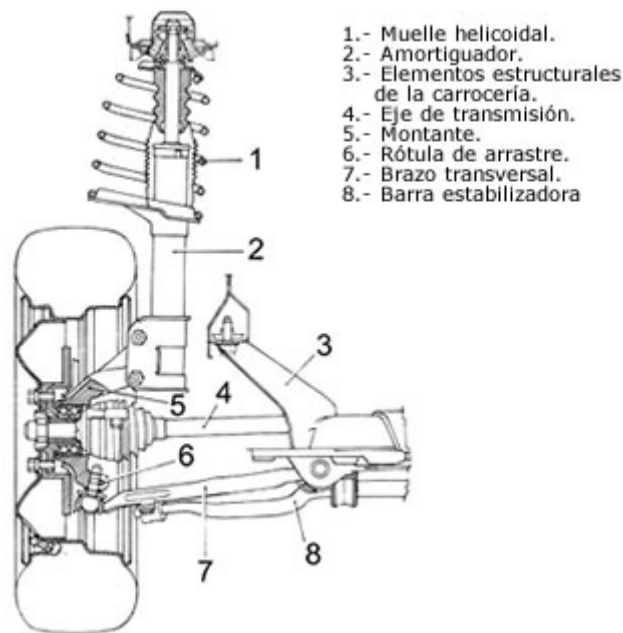


Figura 3.18. Esquema de un sistema de suspensión *McPherson*

En la figura 3.19 se observa un plano despiezado de una suspensión *McPherson*.

Despiece de una suspensión *McPherson*

- 1.- Cuna
- 2.- Travesaño
- 3.- Barra estabilizadora
- 4.- Bieleta de conexión de barra estabilizadora
- 5.- Triángulo de suspensión
- 6.- Mangueta
- 7.- Cubo
- 8.- Tuerca de transmisión
- 9.- Rodamiento de cubo
- 10.- Fijación inferior del amortiguador
- 11.- Amortiguador
- 12.- Muelle
- 13.- Guardapolvo (fuelle)
- 14.- Tope elástico
- 15.- Copela superior
- 16.- Cojinete de fijación
- 17.- Tornillo de fijación del cojinete a la carrocería
- 18.- Tuerca de vástago al amortiguador
- 19.- Tapa de plástico

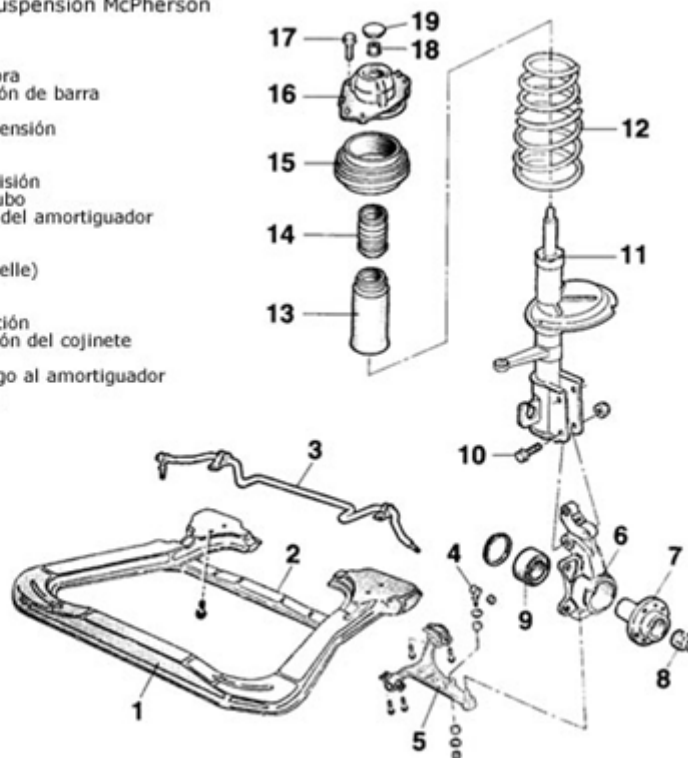


Figura 3.19. Despiece de una suspensión *McPherson*

La figura 3.20 muestra un modelo detallado de una suspensión McPherson con brazo inferior y barra estabilizadora.

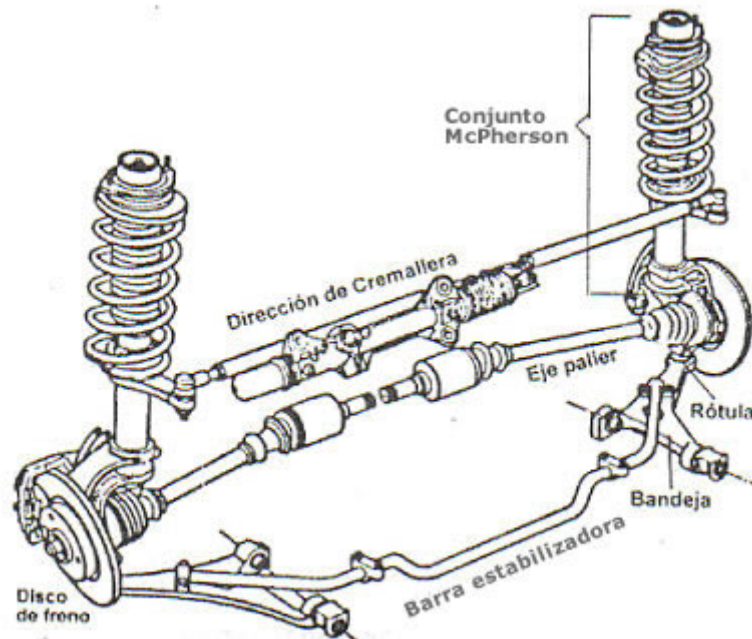


Figura 3.20. Suspensión *McPherson* con barra estabilizadora

En la figura 3.21 se detallan cada una de las partes de la suspensión:

- La mangueta (1) de la rueda va unida al cubo (2) permitiendo el giro de este mediante un rodamiento (3). A su vez, la mangueta va unida al bastidor a través de dos elementos característicos de toda suspensión *McPherson*.
- El brazo inferior (4) que va unido a la mangueta (1) mediante una unión elástica (A) (rótula) y unido al bastidor mediante un casquillo (B).
- Respecto a los conjuntos muelle helicoidal-amortiguador, el amortiguador (5) va anclado de forma fija a la parte superior de la mangueta (1) y el muelle (6) es concéntrico al amortiguador y está sujeto mediante dos copelas superior (C) e inferior (D). El amortiguador está unido al bastidor por su parte superior mediante un cojinete de agujas (7) y una placa de fijación (8). En las ruedas delanteras se hace necesaria la existencia de este cojinete axial ya que el amortiguador al ser solidario a la mangueta gira con ésta al actuar la dirección.

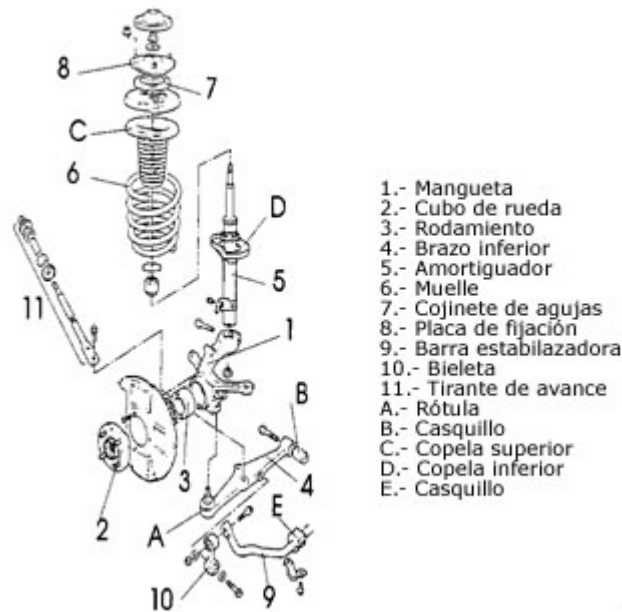


Figura 3.21. Detalle de una suspensión *McPherson*

- La suspensión tipo *McPherson* forma un mecanismo de tipo triángulo articulado formado por el brazo inferior (4), el conjunto muelle-amortiguador y el propio chasis. El lado del triángulo que corresponde al muelle-amortiguador es de compresión libre por lo que sólo tiene un único grado de libertad: la tracción o compresión de los elementos elásticos y amortiguador.
- Al transmitirse a través del muelle-amortiguador todos los esfuerzos al chasis es necesario un dimensionado más rígido de la carrocería en la zona de apoyo de la placa de fijación (8).
- Como elementos complementarios a esta suspensión se encuentra la barra estabilizadora (9) unida al brazo inferior (4) mediante una bieleta (10) y al bastidor mediante un casquillo (E), y en este caso, un tirante de avance (11).

3.2.3.5. Falsa *McPherson*

Actualmente existen múltiples variantes en cuanto a la sustitución del tirante inferior (4 en la figura 3.21) que pueden ser realizadas por un triángulo inferior, una doble bieleta transversal con tirante longitudinal, etc. A estos últimos sistemas también se les ha denominado *falsa McPherson*, aunque en cualquier caso todos ellos utilizan el amortiguador como elemento de guía y mantienen la estructura de triángulo articulado.

La suspensión clásica *McPherson* dispone de la barra estabilizadora como tirante longitudinal, mientras que las denominadas *falsa McPherson* ya absorben los esfuerzos longitudinales con la propia disposición del anclaje del elemento que sustituye al brazo inferior.

En la figura 3.22 se muestra un esquema *McPherson* donde se ha sustituido el brazo inferior por un triángulo (1) que va unido a la mangueta (2) mediante una rótula (A) y a la cuna del motor (3) mediante dos casquillos (C) y (D). El resto de los componentes es similar al de una *McPherson* convencional.

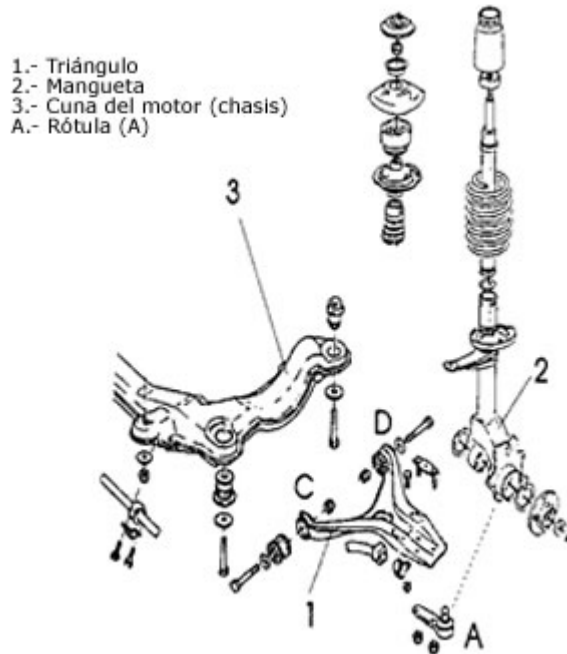


Figura 3.22. Despiece de una suspensión *falsa McPherson*

En la figura 3.23 se observan varios modelos de conjunto para la suspensión *McPherson*.

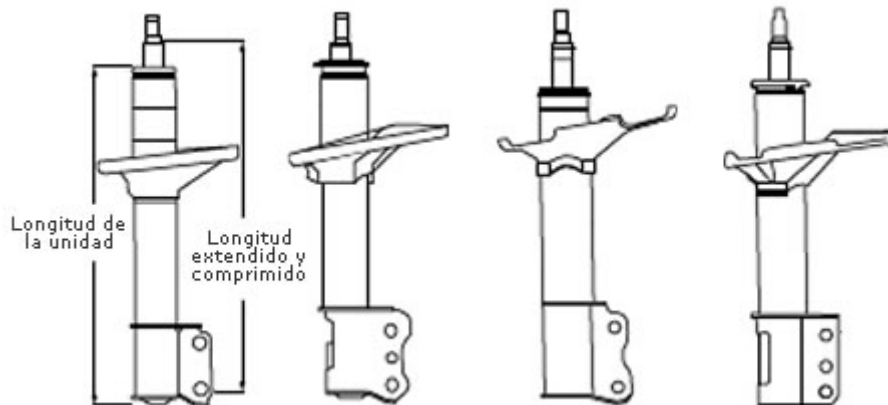


Figura 3.23. Modelos de conjunto soporte-amortiguador para la suspensión *McPherson*

3.2.3.6. Suspensión de paralelogramo deformable

La suspensión de paralelogramo deformable, junto con la *McPherson*, es la más utilizada en un gran número de automóviles, tanto para el tren delantero como para el trasero. Esta suspensión también se denomina suspensión por trapecio articulado y suspensión de triángulos superpuestos.

En la figura 3.24 se muestra una suspensión de paralelogramo deformable con los elementos numerados.

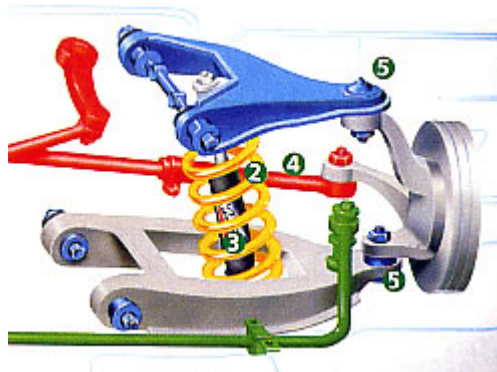
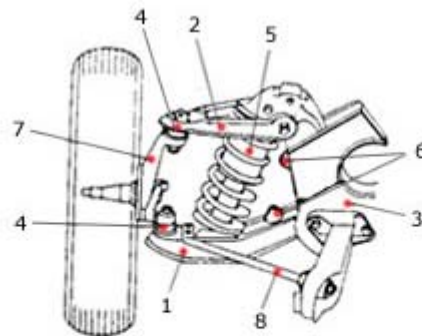


Figura 3.24. Suspensión de paralelogramo deformable

En la figura 3.25 se muestra una suspensión convencional de paralelogramo deformable. El paralelogramo está formado por un brazo superior (2) y otro inferior (1) que están unidos al chasis a través de unos pivotes, cerrando el paralelogramo a un lado el propio chasis y al otro la propia mangueta (7) de la rueda. La mangueta está articulada con los brazos mediante rótulas esféricas (4) que permiten la orientación de la rueda.

Los elementos elásticos y amortiguador coaxiales (5) son de tipo resorte helicoidal e hidráulico telescópico, respectivamente, y están unidos por su parte inferior al brazo inferior y por su parte superior al bastidor.

Completan el sistema unos topes (6) que evitan que el brazo inferior suba lo suficiente como para sobrepasar el límite elástico del muelle y un estabilizador lateral (8) que va anclado al brazo inferior (1).



- | | |
|-------------------------------|----------------------------------|
| 1.- Trapecio o brazo inferior | 5.- Conjunto muelle-amortiguador |
| 2.- Trapecio o brazo superior | 6.- Topes de goma |
| 3.- Bastidor | 7.- Mangueta |
| 4.- Rótula | 8.- Barra estabilizadora |

Figura 3.25. Suspensión de paralelogramo deformable

Con distintas longitudes de los brazos (1) y (2) se pueden conseguir distintas geometrías de suspensión de forma que puede variar la estabilidad y la dirección según sea el diseño de estos tipos de suspensión.

En la figura 3.26 se observa un detalle de una suspensión de paralelogramo deformable.



Figura 3.26. Detalle de suspensión de paralelogramo deformable

La evolución de estos sistemas de suspensión de paralelogramo deformable ha llegado hasta las actuales suspensiones llamadas *multibrazo* o *multilink*.

3.2.3.7. Suspensiones *multibrazo* o *multilink*

Las suspensiones *multibrazo* se basan en el mismo concepto básico que sus precursoras: las suspensiones de paralelogramo deformable; es decir, el paralelogramo está formado por dos brazos transversales, la mangueta de la rueda y el propio bastidor.

La diferencia fundamental que aportan estas nuevas suspensiones es que los elementos guía de la suspensión *multibrazo* pueden tener anclajes elásticos mediante manguitos de goma.

Gracias a esta variante, las suspensiones *multibrazo* permiten modificar tanto los parámetros fundamentales de la rueda, como la caída o la convergencia, de la forma más apropiada de cara a la estabilidad en las distintas situaciones de uso del automóvil.

Esto significa que las dinámicas longitudinal y transversal pueden configurarse de forma precisa y prácticamente independiente entre sí, y que puede alcanzarse un grado máximo de estabilidad direccional y confort.

A principios de los noventa se comenzó a instalar estos sistemas *multibrazo* en automóviles de serie dando buenos resultados aunque había reticencias para los ejes no motores. En la actualidad, las grandes berlinas adoptan este sistema en uno de los trenes o en ambos. Para que una suspensión se considere *multibrazo* debe estar formada al menos por tres brazos.

Las suspensiones *multibrazo* se pueden clasificar en dos grupos fundamentales:

- Suspensiones *multibrazo* con elementos de guía transversales u oblicuos con funcionamiento similar al de las suspensiones de paralelogramo deformable.
- Suspensiones *multibrazo* que además disponen de brazos de guía longitudinal con un funcionamiento, que recuerda a los sistemas de suspensión de ruedas tiradas por brazos longitudinales.

En la figura 3.27 se muestra un sistema multibrazo delantero y en la figura 3.28 uno trasero del tipo paralelogramo deformable con tres brazos. La suspensión delantera consta de un brazo superior (1) que va unido a una mangueta (2) larga y curvada mediante un buje de articulación (A) y un brazo inferior transversal (3) que va unido a la mangueta por una rótula doble (B) y al bastidor por un casquillo (C) que aísla de las vibraciones. Cierra el paralelogramo deformable el propio bastidor como en cualquier suspensión de este tipo.

Esta suspensión dispone, además, de un tercer brazo (4) que hace de tirante longitudinal y que está unido al bastidor y mangueta de la misma forma que el brazo inferior transversal (3). La gran altura de la prolongación de la mangueta consigue una disminución de los cambios de convergencia de la rueda y un ángulo de avance negativo.

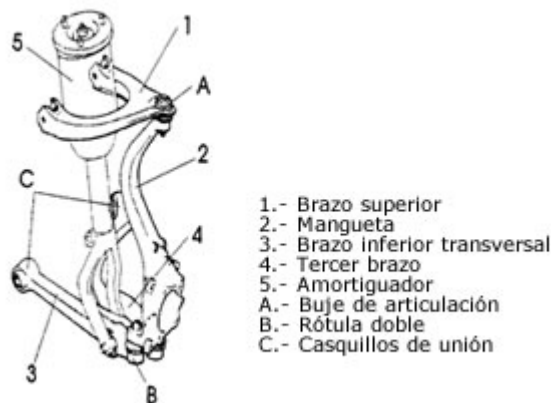


Figura 3.27. Esquema de una suspensión multibrazo delantera

La suspensión trasera se observa en la figura 3.28. Esta suspensión consta de un brazo superior (1) con forma de triángulo como la delantera, pero dispone de dos brazos transversales, superior (2) e inferior (3) y un tirante longitudinal inferior (4).

Las articulaciones son similares al modelo de suspensión delantera. Ambos sistemas poseen como elementos elásticos muelles helicoidales y amortiguadores telescópicos (5) y también barra estabilizadora. Se puede observar que en la disposición delantera el amortiguador va anclado a la barra inferior transversal (3) mediante una horquilla.

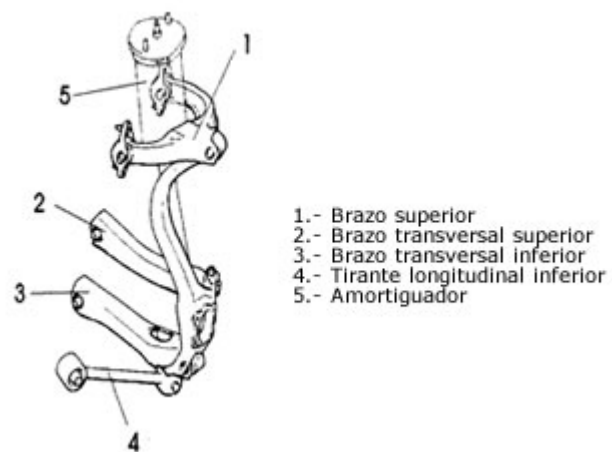


Figura 3.28. Esquema de una suspensión multibrazo trasera

En la figura 3.29 se observa una suspensión *multibrazo* trasera en una rueda.

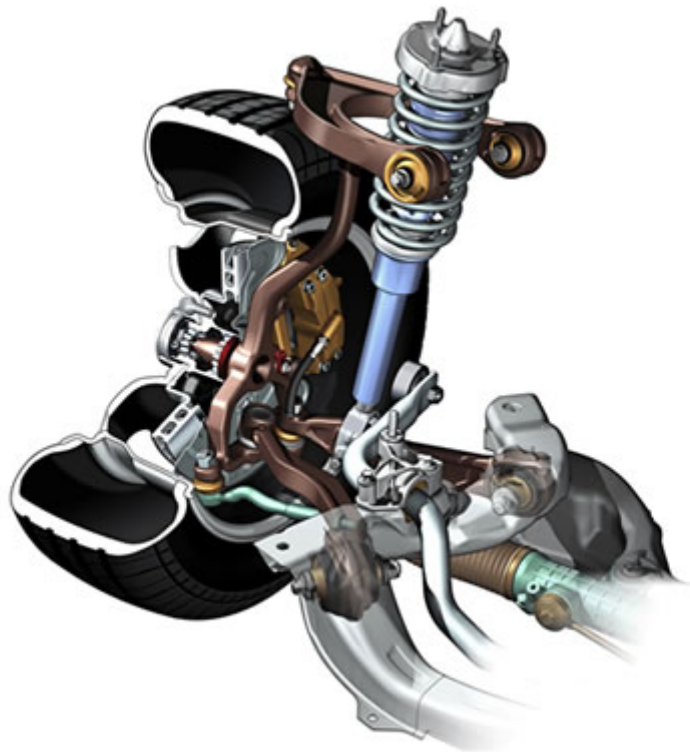


Figura 3.29. Detalle de suspensión multibrazo en una rueda

En la figura 3.30 se observa una suspensión *multibrazo* en el eje delantero.

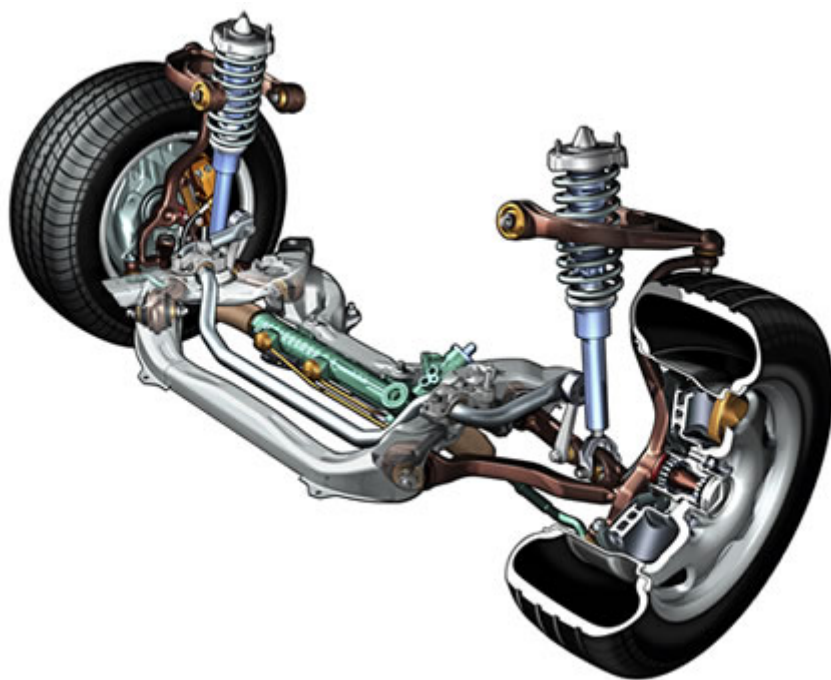


Figura 3.30. Detalle de suspensión multibrazo en el eje delantero

En la figura 3.31 se observa una suspensión *multibrazo* en un eje del Audi A6.



Figura 3.31. Suspensión multibrazo Audi A6 eje delantero

En la figura 3.32 se observa una suspensión *multibrazo* de un Audi Quattro.

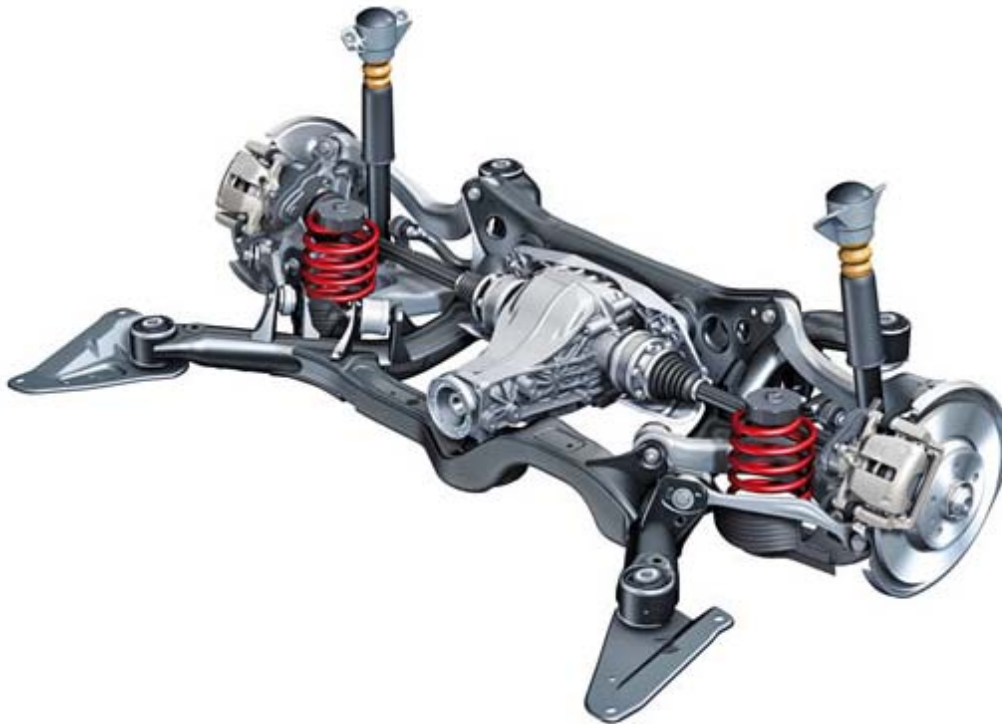


Figura 3.32. Suspensión multibrazo Audi Quattro eje trasero

En la figura 3.33 se observa una suspensión *multibrazo* de Honda.

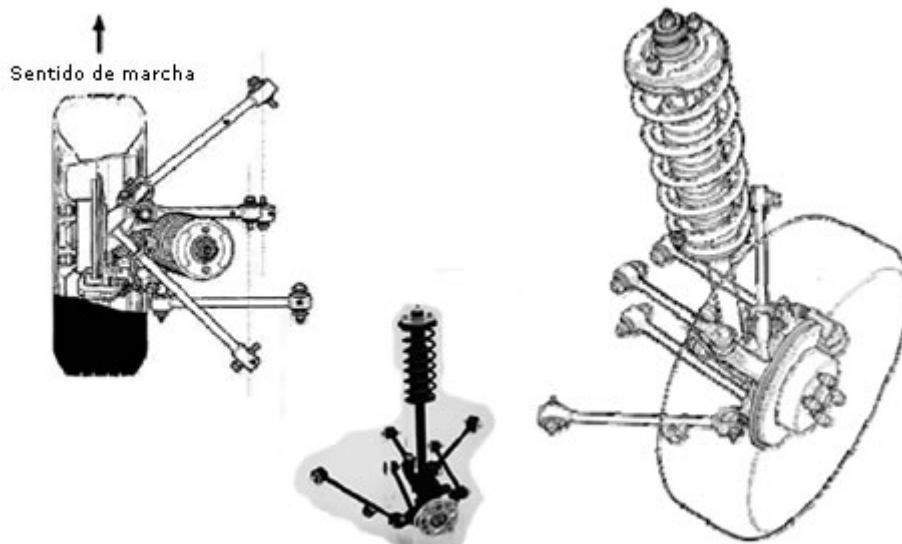


Figura 3.33. Suspensión multibrazo de Honda (5 brazos)

3.3. Suspensiones en vehículos ferroviarios

3.3.1. Introducción

El bogie (figura 3.34) es la estructura rodante sobre la que descansan los vagones de ferrocarril y las locomotoras actuales que no utilizan ejes simples [6].

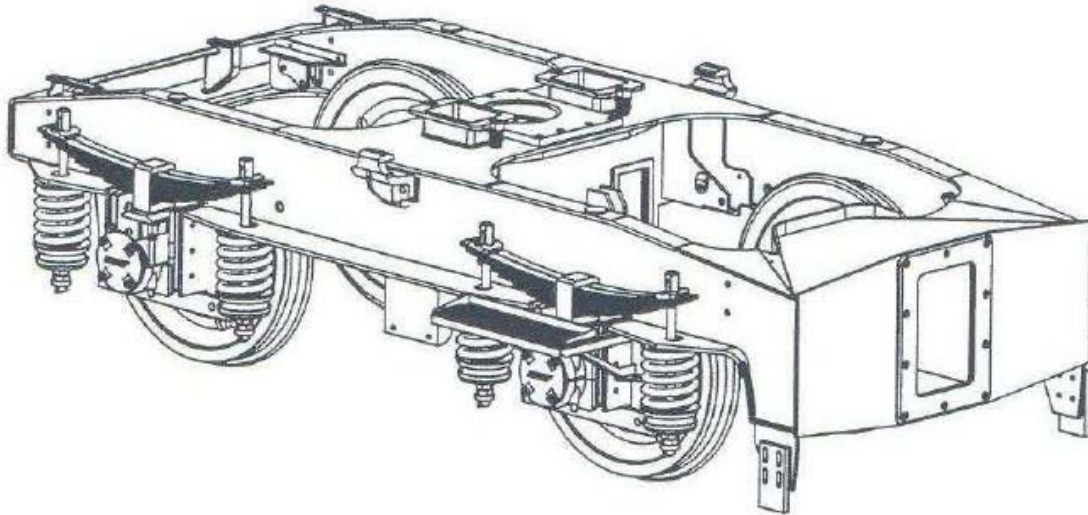


Figura 3.34. Bogie

Las funciones principales del bogie son:

- Soportar la carrocería del vehículo ferroviario.
- Proporcionar estabilidad en tramos de vías rectas y en curvas.
- Garantizar el confort de marcha mediante la absorción de las vibraciones y minimizar las fuerzas centrífugas cuando el tren circula por curvas a alta velocidad.
- Minimizar la generación de irregularidades en la vía ferroviaria y la abrasión de la misma.

Por lo general, se colocan dos bogies en cada coche, vagón o locomotora, uno en cada extremo. Una configuración utilizada en los vehículos articulados consiste en colocar los bogies en la conexión entre los coches o vagones de tren.

Los bogies son los elementos del tren que efectúan la función de accionar el movimiento del conjunto del tren y propician su guiado a lo largo del carril sobre el que se mueve el vehículo [7]. Hay dos tipos: bogies motores (figura 3.35) y bogies remolcados, se explican a continuación los componentes de cada uno:

a) Los elementos del bogie motor son:

- Ejes montados, acoplamiento, reductores, motores de tracción, discos de freno montados en llanta, cajas de grasa y elementos de montaje.
- Guiado de ejes y suspensión primaria, incluyendo resortes de caucho metal y amortiguadores.
- Bastidor del bogie.
- Suspensión secundaria con elementos neumáticos, muelle auxiliar y amortiguadores.
- Barra *anti-rotación*.
- Unidades de freno para el freno de disco montado en llanta incluyendo: mordazas, cilindros de freno con unidad de ajuste y, en algunos casos, muelle de freno de servicio.
- Transmisión de esfuerzos de tracción y freno con articulación y arrastre.
- Limitación del desplazamiento lateral, ajustable.
- Tuberías neumáticas.
- Cableado eléctrico.

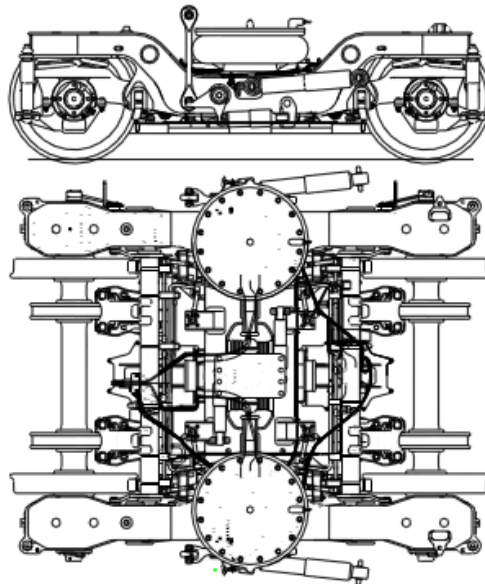


Figura 3.35. Bogie motor

b) Los elementos del bogie remolque son:

Constan de los mismos componentes que forman el bogie motor, con la diferencia de que el bogie remolque no posee elementos motrices.

3.3.2. Elementos de mayor importancia en bogies

Se explican a continuación con detalle los componentes clave que forman los bogies.

3.3.2.1. Bastidor del bogie

Los bastidores del bogie tienen forma de H y están formados por planchas de acero soldadas. Su finalidad es constituir la estructura básica del bogie y servir de base sobre la que se montan el resto de componentes.

3.3.2.2. Ejes del bogie

Los ejes del bogie motor constan de:

- Un eje y dos ruedas con discos de freno en llanta, una unidad de tracción compuesta por un acoplamiento, un motor de tracción y un reductor; y dos rodamientos de rodillos cónicos.

Los ejes del bogie remolque constan de:

- Un eje, dos ruedas con discos de freno en llanta y dos rodamientos de rodillos cónicos.

3.3.2.3. Motores de tracción

Los motores de tracción se montan en cada uno de los ejes de los bogies motores. Su función es la de accionar el movimiento de avance del tren, así como retener el avance en el momento de frenado (freno motor).

3.3.2.4. Equipo de freno

Los bogies disponen de discos de frenos montados en llanta, cada una con su unidad de freno. Cada unidad de freno está formada por la mordaza, zapatas de fricción y los cilindros de freno.

Dicho equipo de freno va montado en el extremo exterior de las vigas longitudinales del bogie. Los cilindros de freno tienen un dispositivo automático simple de ajuste al desgaste. Este ajuste se realiza mediante un golpe del pistón. La varilla del pistón se ajusta automáticamente durante el desapriete, por lo que queda asegurada siempre la distancia seleccionada entre la zapata de freno y el disco. Esta distancia es fácilmente ajustable.

El freno de estacionamiento es un resorte, operando sobre el mismo engranaje del freno que el freno neumático. Los frenos de actuación por resorte se

acoplan a los cilindros de freno correspondientes, por lo que el ajuste al desgaste es totalmente efectivo también para el freno de estacionamiento.

Los discos de rueda en llanta se atornillan a las ruedas de la manera habitual.

3.3.2.5. Suspensiones

Absorben los choques entre el bastidor del bogie y la carrocería de los vehículos ferroviarios. Los tipos más comunes son los resortes en espiral y los balones de aire.

3.3.2.6. Barras estabilizadores

Para un aprovechamiento óptimo del gálibo, el desplazamiento del bogie debajo del coche se limita durante curvas por un limitador de balanceo, en función de la curva.

El movimiento de balanceo del vehículo está limitado por una barra estabilizadora, constituida por una barra de torsión ligada al bogie y ligada a la caja mediante las barras de guiado.

3.3.2.7. Elementos de unión *caja-bogie* (cajas de grasa)

El guiado del bogie para la transmisión de los esfuerzos de tracción y freno entre el bogie y la caja se efectúa en la parte baja del bogie con una barra montada en el centro, ligada al pivote de la caja por medio de una consola. El pivote es también un tope transversal para el amortiguador elástico transversal ubicado próximo al pivote del bogie. En los bogies de tipo compartido, el guiado se efectúa también por medio de una barra de guiado, montada en el centro, y ligada al bastidor del bogie y a la articulación entre las cajas, por encima del bogie. La articulación es también un tope transversal para los amortiguadores transversales elásticos, montados cerca del acoplamiento del bogie.

La articulación montada en la parte superior del bogie compartido conecta dos cajas adyacentes. Transmite los esfuerzos de tracción y freno de la unidad y apoya el guiado del de los bogies compartidos. La articulación consiste en un elemento interno y otro externo. La articulación interna aloja un rodamiento de esferas asegurando la movilidad en todos los planos de las cajas conectadas entre sí por dicha articulación. La articulación soporta el guiado de los bogies.

3.3.2.8. Elementos auxiliares

Existen otros elementos auxiliares en los bogies como: antenas, sistemas de limpieza, balizas para diferentes usos, válvulas neumáticas y sistema de medición de velocidad.

3.3.3. Suspensión de los bogies

3.3.3.1. Suspensión primaria

Entre el conjunto de ejes y ruedas y bastidor del bogie, siempre se intercala un sistema de suspensión que, como primer órgano flexible entre dicho conjunto y el tren, se denomina suspensión primaria [6].

La suspensión primaria cumple dos funciones:

- Por una parte reduce el nivel de vibraciones que soporta el bastidor del bogie y los elementos montados sobre él.
- Por otra parte asegura un reparto homogéneo de cargas sobre las ruedas, algo fundamental de cara a las prestaciones de freno y tracción y para evitar el riesgo de descarrilamiento.

Los elementos de suspensión primaria, además de asegurar la suspensión vertical, están relacionados con el guiado de los ejes en direcciones longitudinales y laterales. Las rigideces de guiado resultan determinantes para definir la estabilidad dinámica del vehículo y los esfuerzos *rueda-carril* que se producen al paso por la curva.

A medida que aumentan las sollicitaciones dinámicas y velocidades, estas suspensiones primarias se complican, pasando del simple montaje de resorte y amortiguador, o de campanas de goma o caucho, a montajes muy complejos y avanzados.

Una de las líneas de investigación existentes hoy en día en el apartado de mejora del funcionamiento de este tipo de suspensiones, consiste en incluir articulaciones entre los largueros principales del bogie, como se observa en la figura 3.36. Esto presenta la ventaja de la capacidad de absorción de irregularidades entre los carriles de la vía; aspecto muy importante cuando los niveles de calidad de la vía no son buenos.

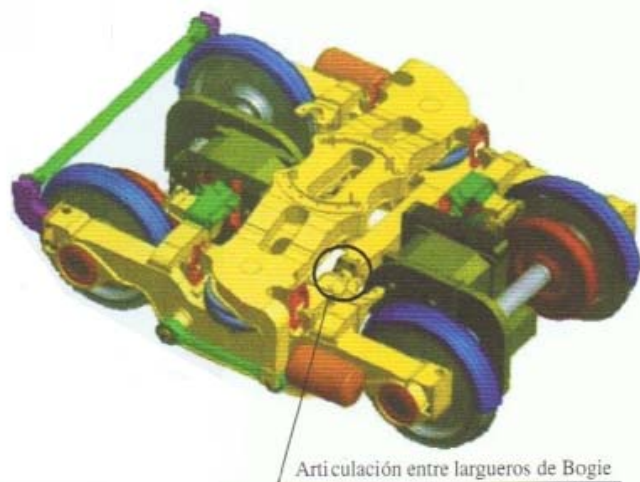


Figura 3.36. Detalle de la articulación entre largueros de bogie

3.3.3.2. Suspensión secundaria

A su vez, entre la propia caja del coche ferroviario y el bogie, hay una segunda suspensión que, como tal, se denomina suspensión secundaria.

La suspensión de los vehículos ferroviarios debe asegurar el filtrado de las vibraciones, no sólo en dirección vertical, sino también en dirección lateral. Este filtrado, en los vehículos guiados, es responsabilidad de la suspensión secundaria. Por este motivo, las suspensiones secundarias presentan una alta flexibilidad en ambas direcciones, vertical y lateral.

La suspensión secundaria puede ser también de muelles, o mediante gomas o balones llenos de aire comprimido; sistema muy utilizado por la comodidad que supone para el viajero, en redes a velocidades moderadas. Este diseño ofrece numerosas ventajas.

Una de ellas es que el mantenimiento es nulo o mínimo. Por otro lado, es posible una facilidad de regulación mediante la incorporación de mayor o menor presión en los balones de aire según la carga de viajeros o la situación del tren en curva o recta y mantiene constante el nivel de la altura de piso respecto a la altura de carriles. Adicionalmente, de la presión incorporada se obtiene la información de carga de viajeros, necesaria para la regulación eléctrica de motores, a fin de conseguir procesos de arranque y freno a aceleración constante e independiente de dicha carga de viajeros.

El montaje real de estas suspensiones neumáticas consiste en disponer un balón de aire por cada lado del costado del bogie, sobre los cuales descansa la caja a través de una viga. En la figura 3.37 se observa el montaje de la suspensión de un bogie.

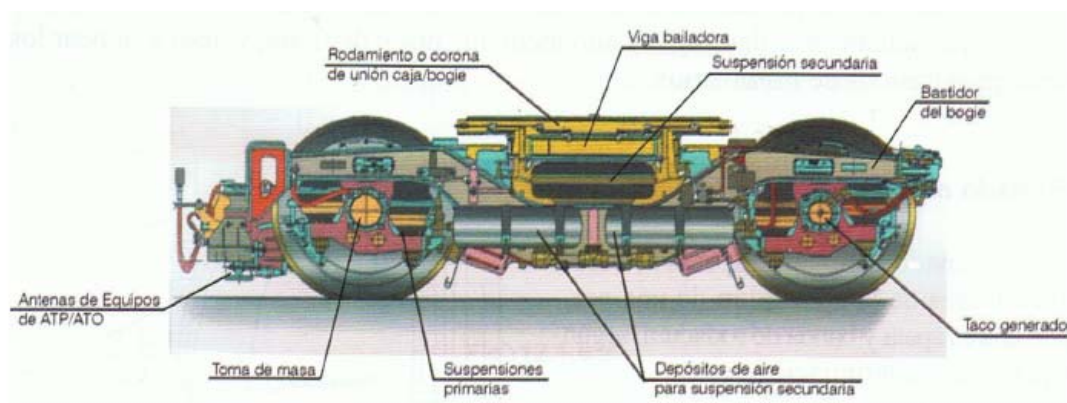


Figura 3.37. Montaje de la suspensión de un bogie

3.3.4. Sistema de suspensión neumática de un bogie

El tren dispone de todo un sistema de elementos accionados por medio de una red distribuida de aire comprimido [7]. Dicha red está constituida por:

a) Equipo de producción de aire

Uno de los coches extremos está provisto de un grupo motocompresor rotativo para el suministro de aire comprimido a toda la unidad. Este grupo motocompresor debe generar un caudal que asegure el funcionamiento de todos los sistemas neumáticos de la unidad. Orientativamente, considerando la composición de unidad de cinco coches bastaría con un compresor de 1500l/min.

El grupo motocompresor está convenientemente protegido para obtener un nivel de ruido que no perturbe el confort acústico de los pasajeros.

A fin de evitar la transmisión de vibraciones desde el compresor al coche está prevista la unión por medio de mangas flexibles del compresor y el resto de la instalación neumática.

Asimismo, y para cumplir los requerimientos de grado de humedad y temperatura del aire comprimido, el sistema debe disponer de: un secador de aire operando eléctricamente, un separador de agua y aceite, una válvula de purga incorporada, electroválvulas de control y válvulas de conmutación.

Su funcionamiento se produce entre dos umbrales de presión determinados por sendos transductores ubicados en la tubería principal. Existe una válvula de seguridad que desactiva el compresor si se excede un límite superior de presión.

b) Depósitos, tuberías principales y circuito neumático

La finalidad de los depósitos es almacenar aire comprimido para el correcto funcionamiento, tanto del compresor como para los frenados de emergencia necesarios. Están fabricados en aluminio y dotados de purga manual.

La tubería principal es la que distribuye el aire comprimido a lo largo de todos los circuitos neumáticos.

El circuito neumático consiste en toda la estructura de tuberías que hacen llegar a cada uno de los equipos consumidores de aire comprimido la presión necesaria para poner en marcha el accionador correspondiente. A lo largo de todo el circuito se distribuyen todo tipo de válvulas accionadas eléctricamente, comandadas por señales que se generan a nivel de la electrónica de mando.

c) Equipos accionados por el sistema neumático: equipo de freno

El más importante de todos es el equipo de freno de bogie. Su funcionamiento se basa en la combinación del freno eléctrico, en el que el motor de tracción retiene la inercia que lleva el tren funcionando como generador y devolviendo corriente a la catenaria a través del pantógrafo, y el freno neumático basado en el accionamiento por medios neumáticos.

Este sistema de freno permite realizar un *blending* (combinación de frenado eléctrico y neumático) de tren/coche aprovechando al máximo el freno eléctrico y adaptándolo a cualquier tipo de posición, indicando dicha posición de una forma analógica o digital. Permitiendo realizar uno de los dos tipos de freno:

- Frenar eléctricamente los ejes motores hasta el máximo de freno eléctrico, posteriormente frenar los ejes remolques hasta igualar adherencia y, por último, frenar neumáticamente en ambos tipos de ejes hasta alcanzar la deceleración pedida.
- Frenar eléctricamente los motores y, una vez agotado el freno eléctrico de éstos, aplicar por igual tanto en los ejes motores como remolques un esfuerzo neumático de freno hasta alcanzar las prestaciones solicitadas.

Mecánicamente lo constituyen las guarniciones de freno que actúan sobre los discos que se encuentran en los ejes del bogie en cuanto a freno de servicio y de emergencia, y las zapatas que actúan directamente sobre la rueda como freno de estacionamiento.

Las diferencias entre el freno de servicio y emergencia se reducen al modo de accionar las guarniciones sobre el disco de freno en función de la parte del circuito que actúe en cada caso. En el caso de funcionamiento normal, actúa la parte del circuito de freno de servicio, combinándose con el freno eléctrico para obtener la deceleración deseada en cada momento. La parte del freno de emergencia se pone en marcha y acciona las guarniciones sobre los discos de freno con todo el freno neumático. Esto ocurre cuando hay una pérdida de presión en algún punto del circuito o cuando se activa el punto muerto.

d) Control electrónico

La electrónica del sistema neumático constituye toda la red de mando de las electroválvulas en función de los valores recogidos por los sensores, transductores y otros elementos de medición distribuidos a lo largo de todo el circuito neumático, dando lugar a un control centralizado del funcionamiento del mismo.

El control electrónico está constituido básicamente por un microprocesador que genera las señales de salida para cada uno de los accionadores comandados en función de las entradas a dicha electrónica procedentes de la red principal del tren o de los sensores que se encuentran a lo largo de todo el circuito. Además, envía a la red de tren las señales de diagnóstico necesarias para ser mostradas en cabina.

3.3.5. Tipos de muelles neumáticos

Los muelles neumáticos más usados en los bogies son [8]:

- Muelle de lóbulo laminado: resulta ideal para bogies bajos con limitaciones espaciales.

- Muelle de cámara simple: es ideal para bogies sin refuerzo debido a su capacidad de recuperación de la deformación lateral. Se usa en trenes de alta velocidad y en sistemas de metro urbano.
- Muelle ceñido: alta capacidad de soporte, usado para bogies reforzados.
- Muelle de doble cámara (figura 3.38): puede conseguir una gran altura.



Figura 3.38. Muelle de doble cámara

- Muelles de lóbulo guiado: protege al muelle de condiciones ambientales externas y es ideal para bogies con limitación espacial.

3.3.6. Sistema *gigabox*

El sistema *gigabox* es un sistema de suspensión primaria formado por muelles de *caucho-metal* [9]. Tiene las siguientes características:

- Sistema longevo, puede durar hasta diez años, más de dos veces la durabilidad de un sistema convencional.
- Suspensión muy suave, protege tanto al bogie como a la vía de ferrocarril de las irregularidades.
- Al reemplazar partes de la suspensión con el sistema *gigabox* se absorbe la vibración producida por irregularidades.
- Sistema con un número menor de componentes que los convencionales.
- Sistema más ligero que los convencionales.
- Produce menos ruido en marcha.
- Mejora la eficiencia energética de los trenes, al realizar una conducción más suave.

4. Elementos de una suspensión

4.1. Ballesta

La ballesta es un tipo de muelle compuesto por una serie de láminas de acero, superpuestas, de longitud decreciente. Actualmente se usa en camiones y automóviles pesados. La hoja más larga se llama maestra y entre las hojas se intercala una lámina de zinc para mejorar su flexibilidad.

En la figura 4.1 se puede observar una ballesta.

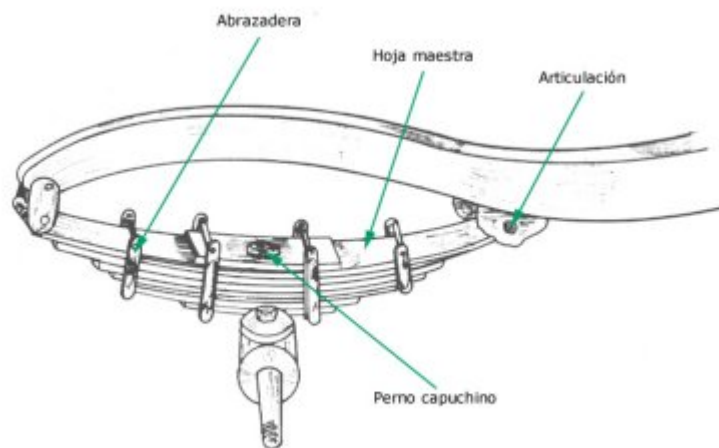


Figura 4.1. Ballesta

4.1.1. Ventajas y desventajas

Las principales ventajas de una ballesta son:

- a) Menor masa no suspendida: los muelles helicoidales contribuyen a aumentar la masa no suspendida. Cuanto menor es la masa no

suspendida más rápido puede responder la rueda a una velocidad determinada [10].

- b) Menor peso: en Volvo se llegó a la conclusión de que la ballesta que constituía la suspensión trasera de la furgoneta modelo 960 tenía la misma masa que uno de los dos resortes que reemplazó.
- c) Centro de gravedad de la suspensión más bajo: los muelles helicoidales y los montajes del chasis asociado hacen difícil elevar el centro de masa del coche.
- d) Las características de desgaste: Las ballestas duran más que los muelles helicoidales, aunque en los coches ligeros éste no es un problema significativo.
- e) Con la ballesta, la altura se puede ajustar cambiando la longitud de los enlaces de conexión final de la hoja a los brazos de suspensión. Esto permite pequeños cambios en la altura con efectos mínimos sobre el índice de rigidez.
- f) El resorte actúa como una barra *anti-roll*, permitiendo montar barras más pequeñas y delgadas que en un vehículo equipado con muelles helicoidales. En los vehículos de suspensión trasera rígida con montaje central, el efecto anti-vuelco no se produce.

Las principales desventajas de una ballesta son:

- a) La hoja debe abarcar desde un lado del coche al otro. Esto puede limitar las aplicaciones donde la transmisión, u otras funciones, se cruzan con ellas.
- b) Coste del material: las ballestas tienen un coste, al menos, dos veces mayor que los muelles helicoidales.
- c) Complejidad del diseño: las ballestas compuestas permiten una considerable variedad en la forma, espesor y materiales. Son más caras de diseñar, sobre todo en aplicaciones de alto rendimiento.
- d) Coste de la modificación: como resultado de un diseño especial, el cambio de los parámetros del muelle ballesta a menudo requiere una fabricación especializada. Los muelles helicoidales en varios tamaños y tipos están disponibles a bajo costo.
- e) Susceptibilidad a los daños: los fluidos del motor y las modificaciones del escape pueden debilitar o destruir las ballestas compuestas con el tiempo. El muelle ballesta es más susceptible al daño debido al calor en relación con los muelles de acero convencionales.

4.2. Muelles

Están formados por un alambre de acero enrollado en forma de espiral, tienen la función de absorber los golpes que recibe el vehículo, provenientes de las irregularidades de la carretera.

Los resortes helicoidales son probablemente los elementos de rigidez más utilizados en las suspensiones de vehículos. Normalmente se utilizan trabajando a compresión y se fabrican a partir de varillas y/o barras de acero de alta resistencia. Su tensión inicial es obtenida, durante el arrollamiento en frío, por una deformación permanente.

En algunos vehículos, en especial en suspensiones ferroviarias, es habitual utilizar resortes montados concéntricamente uno dentro de otro. Este montaje es equivalente a dos resortes en paralelo [11].

En realidad, el muelle helicoidal es un tipo especial de muelle de torsión ya que la lámina de acero, cuando se estira, el muelle está trabajando a torsión.

En la figura 4.2 se observan los muelles helicoidales en una suspensión.

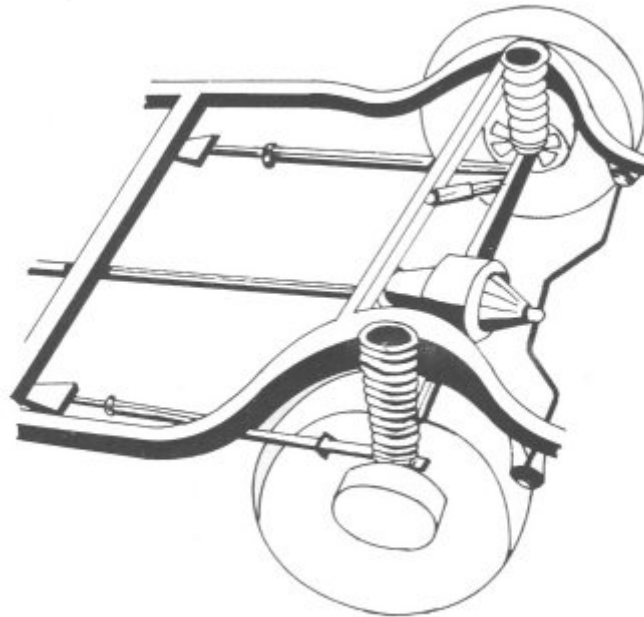


Figura 4.2. Muelles helicoidales en una suspensión

Hay tres principios básicos en el diseño de los muelles [12]:

- a) Cuanto más rígido sea el material, mayor es el coeficiente de rigidez.
- b) Cuanto más pequeño sea el diámetro del muelle (no del hilo) mayor será el coeficiente de rigidez.
- c) Cuantas menos espiras útiles tenga el muelle, menor será su coeficiente de rigidez.

Es decir, si se quieren fabricar muelles un poco más fuertes que el original, se puede:

- Elegir un material más rígido y mantener las dimensiones y el número de espiras.
- Reducir el diámetro del muelle, manteniendo el tamaño de cable y el número de espiras.
- Aumentar el número de espiras activas, manteniendo el tamaño del cable y el resorte del diámetro de la misma.

Para diseñar un muelle desde cero, se usan unas ecuaciones y, a través de unos requerimientos, se obtienen los parámetros del muelle.

La constante de rigidez del muelle K [N/m], se calcula con la ecuación 3.1:

$$K = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot N \cdot D^3} \quad (Ec\ 3.1)$$

donde:

G es el módulo de rigidez [N/m²].

D es el diámetro medio del resorte [m].

d es el diámetro del hilo [m].

N es el número de espiras del muelle.

Se puede hallar la constante de rigidez del muelle de manera diferente mediante la ecuación 3.2, esta constante recibe el nombre de constante de Wahl [N/m]:

$$K_{WAHL} = \frac{4 \cdot c - 1}{4 \cdot c - 4} + \frac{0.615}{c} \quad (Ec\ 3.2)$$

donde:

$c = D/d$.

Si se conocen la deflexión del muelle y la fuerza a la que está solicitado dicho muelle, se puede obtener el número de espiras mediante la ecuación 3.3:

$$N = \frac{G \cdot d^4 \cdot x}{8 \cdot F \cdot D^3} \quad (Ec\ 3.3)$$

donde

x es la deflexión del muelle [m].

F es una fuerza a la que está solicitado dicho muelle [N].

La energía que almacena un muelle se obtiene mediante la ecuación 3.4:

$$E = K \frac{x^2}{2} \quad (Ec\ 3.4)$$

donde:

E es la energía almacenada en el muelle [J].

4.2.1. Parámetros principales de un resorte

A continuación, se muestra una descripción de los parámetros más importantes de un resorte, centrando el estudio en el resorte helicoidal cilíndrico de compresión, por ser el más utilizado en los mecanismos:

- a) Número de espiras útiles (N): es el número de espiras utilizadas para obtener la flecha máxima del resorte.
- b) Número total de espiras (N_t): es el número de espiras útiles más las espiras que forman los extremos (espiras de apoyo).

$$N_t = N + 1,5 \quad (Ec\ 3.5)$$

- c) Sentido de arrollamiento: sentido en el que gira la espira para un observador situado en uno de los extremos del resorte. El sentido es a la derecha (RH) si la espira gira, alejándose, en el sentido de las agujas del reloj, y a la izquierda (LH) si la espira gira, alejándose, en el sentido contrario al de las agujas del reloj.
- d) Paso (p): distancia entre dos espiras útiles contiguas del resorte en estado libre, medida axialmente entre los centros de las secciones transversales del hilo de material.
- e) Diámetro interior (D_i): diámetro de la superficie cilíndrica envolvente interior del resorte.
- f) Diámetro exterior (D_e): diámetro de la superficie cilíndrica envolvente exterior del resorte.
- g) Diámetro medio (D): diámetro medio de las espiras.

$$D = \frac{1}{2} \cdot (D_i + D_e) \quad (Ec\ 3.6)$$

h) Longitud del hilo de alambre (L): longitud total del hilo de alambre una vez desarrollada la hélice.

i) Longitud en estado libre (L_0): longitud total que presenta el resorte cuando no actúa sobre el mismo ninguna fuerza exterior.

$$L_0 = N_t + 1,5 \cdot D \quad (Ec\ 3.7)$$

j) Longitud a bloque (L_b): longitud total que presenta el resorte cuando todas las espiras están completamente comprimidas.

k) Flecha máxima (f_{max}): diferencia de longitud que presenta el resorte entre el estado libre y con la carga máxima. Para un resorte de compresión, se trata de la diferencia entre la longitud en estado libre y la longitud con las espiras unidas.

$$f_{max} = L_0 - L_b \quad (Ec\ 3.8)$$

Los materiales empleados en la fabricación de resortes se pueden observar en la tabla 4.1 [13].

Tabla 4.1. Materiales empleados en los resortes

Nombre común	Especificación	Módulo Elástico, E , psi	Módulo de elasticidad cortante, G , psi	Densidad, ρ , lb/in. ³	Máxima temperatura de servicio °F	Principales características
Aceros alto contenido en carbono						
Alambre de piano	ASTM A228	30×10^6	11.5×10^6	0.283	250	Alta resistencia; excelente vida a la fatiga
Estirado en frío	ASTM A227	30×10^6	11.5×10^6	0.283	250	Uso general; pobre vida a la fatiga
Aceros inoxidables						
Martensítico	ASTM A276	29×10^6	11×10^6	0.280	500	No satisfactorio para aplicaciones sub-cero
Austenítico	ASTM A301, 302	28×10^6	10×10^6	0.282	600	Buena resistencia a temperaturas moderadas; baja relajación de esfuerzos
Aleaciones con base cobre						
Latón para resorte	ASTM B134	16×10^6	6×10^6	0.308	200	Bajo costo; alta conductividad; propiedades mecánicas deficientes
Bronce fosforado	ASTM B159	15×10^6	6.3×10^6	0.320	200	Capacidad para soportar flexiones repetidas; aleación muy común
Cobre al berilio	ASTM B197	19×10^6	6.5×10^6	0.297	400	Alta resistencia elástica y a la fatiga; Templable
Aleaciones con base níquel						
Inconel 600	-	31×10^6	11×10^6	0.307	600	Buena resistencia; Alta resistencia a la corrosión
Inconel X-750	-	31×10^6	11×10^6	0.298	1100	Endurecimiento por precipitación; para altas temperaturas
Ni-Span C	-	27×10^6	9.6×10^6	0.294	200	Módulo constante sobre un amplio rango de temperatura

4.2.2. Limitaciones de diseño

Dependiendo del tipo de resorte que desee para diseñar, y dependiendo de dónde se va a utilizar, su diseño estará limitado por los siguientes factores:

a) Muelles de compresión

Si se carga el muelle con una fuerza excesiva, el muelle de compresión podría acortarse tanto que llegaría a su longitud a bloque, si en el funcionamiento el muelle debe acortarse una longitud menor que la longitud a bloque, existirá un problema.

Los resortes que operan en un ambiente de alta temperatura (como por ejemplo dentro de un motor) tendrán que ser un poco más rígidos para compensar la influencia del calor sobre ellos. El acabado influye en este ámbito también.

Como un resorte de compresión soporta una carga y se acorta, el diámetro de las bobinas de las espiras activas se incrementará. Esto es sólo un problema cuando el muelle tiene que trabajar en un espacio confinado.

b) Muelles de tracción

Existe un límite mecánico que fija hasta qué punto se puede alargar el muelle, si se sobrepasa el muelle pierde su forma y no regresa a su estado inicial, pues entra en el estado plástico.

Los resortes de tracción que operan en un ambiente de alta temperatura pueden ser enrollados de manera muy fina, ya que el calor tiende a debilitar el muelle.

- Muelles de torsión

Cuando un muelle de torsión sufre un esfuerzo, el diámetro del cuerpo de la bobina disminuye, por lo que si el resorte tiene algo dentro de la bobina actuará como un freno mecánico de la acción del muelle.

4.3. Barra de torsión

La barra de torsión es de un acero especial para muelles, de sección redonda o cuadrangular y cuyos extremos se hallan fijados, uno, en un punto rígido y el otro en un punto móvil, donde se halla la rueda. En las oscilaciones de la carretera la rueda debe vencer el esfuerzo de torsión de la barra [14].

Obviando las barras estabilizadoras, la barra de torsión central permite un grado limitado de libertad de cada rueda cuando se les obliga.

4.4. Barra estabilizadora

La barra estabilizadora es una barra de hierro, que suele colocarse en la suspensión trasera. Su misión es impedir que el muelle de un lado se comprima excesivamente mientras que por el otro se distiende.

4.5. Suspensión de caucho

Un muelle de goma es un tipo de aislador de vibración. Proporciona una amortiguación de la energía transmitida a través de la goma.

Una aplicación común de este muelle se encuentra en los sistemas de suspensión del vehículo, donde un muelle de goma (o, más frecuentemente, caucho sintético o de poliuretano) separa las caras de los dos objetos de metal al tiempo que permite una cierta cantidad de movimiento.

Este movimiento permite a las partes la suspensión de moverse libremente y reducir al mínimo la transmisión de ruidos y vibraciones [15].

La principal ventaja de un muelle de caucho, en comparación con una conexión sólida, es que produce menos ruido y las vibraciones se transmiten. Otra ventaja es que requieren poca o ninguna lubricación.

Sin embargo, presentan los siguientes inconvenientes:

- Las juntas de goma se pueden deteriorar rápidamente debido a la presencia de aceites y el calor y frío extremos.
- La flexibilidad de la goma también introduce un elemento variable en el sistema de suspensión. Esto puede producir cambios en las ruedas del vehículo en condiciones de carga elevada (curvas y frenado), afectando negativamente el manejo del vehículo. Por esta razón es habitual, últimamente, el reemplazo muelles de caucho goma por materiales más rígidos, como el poliuretano.

Las principales aplicaciones en los vehículos son las siguientes:

- Enlaces barra estabilizadora y montajes.
- Montaje del amortiguador.
- En el equilibrio del cigüeñal, algunos motores de alta velocidad en línea de combustión interna son propensos a las vibraciones por la torsión de su cigüeñales, algunos motores son especialmente propensos debido a la longitud del cigüeñal.

4.6. Muelle neumático

La suspensión neumática es un tipo de suspensión vehicular impulsada por una bomba de aire accionada por el motor, por un motor eléctrico o un compresor. Esta bomba presuriza el aire y usa el aire comprimido como un resorte.

La suspensión neumática reemplaza resortes de acero convencionales. Si el motor se queda sin funcionar por un período prolongado, el coche se queda en el suelo. El propósito de la suspensión neumática es proporcionar una calidad de marcha suave y en algunos casos, autonivelante.

Durante la última década, aproximadamente, la suspensión de aire se ha vuelto extremadamente popular en la cultura del automóvil personalizado. Se utilizan para proporcionar una suspensión regulable para, por ejemplo, ser capaz de aumentar a un nivel lo suficientemente alto como para maniobrar sobre obstáculos e inconsistencias en las carreteras (y estacionamiento).

Estos sistemas emplean por lo general pequeños compresores de aire eléctrico o accionado por el motor que llenan un tanque de aire a bordo del receptor que almacena aire comprimido para su uso en el futuro sin tener que esperar.

Alta presión, bombonas de gas industrial, como el nitrógeno o los tanques de dióxido de carbono utilizado para almacenar los gases de protección para la soldadura, se suelen utilizar en configuraciones de suspensión más extremas.

Cualquiera de estos sistemas de depósito puede ser totalmente ajustables, pudiendo ajustar la presión de cada rueda individual de aire.

En el depósito de aire, el control de la presión está presente, bajo control común con electroválvulas neumáticas. Esto permite al usuario hacer ajustes con sólo pulsar un botón.

La instalación y configuración de estos sistemas varía para las diferentes marcas y modelos, pero el principio básico sigue siendo el mismo. El resorte de metal se retira y se introduce una bolsa de aire.

En los vehículos con suspensión de ballesta, como los camiones, la ballesta a veces es eliminada y reemplazada con una suspensión *multilink*. Estas barras están generalmente en una configuración de brazo de arrastre y la bolsa de aire puede estar a una distancia vertical entre la carcasa del eje y un punto en el bastidor del vehículo. En otros casos, la bolsa de aire se encuentra en el lado opuesto del eje de las barras de enlace principal en un miembro adicional en voladizo. Si las barras de enlace principales se orientan paralelas al eje

longitudinal (de conducción), la caja del eje puede ser restringida lateralmente, ya sea con una barra *Panhard* o vinculación de Watt.

En algunos casos, dos de las barras de enlace se pueden combinar en una forma triangular que limita efectivamente el eje de los vehículos lateralmente.

4.6.1. Los problemas comunes de suspensión de aire

El fracaso del puntal del aire es generalmente causado por la *putrición húmeda*, debido a la vejez y a la humedad en el sistema de aire que daña desde el interior. Las piezas de la suspensión de aire pueden fallar porque el caucho se seca [16].

Se pueden producir perforaciones en la bolsa de aire por los desechos en la vía. Con aplicaciones a medida, una instalación incorrecta puede causar que las bolsas de aire se rocen con el bastidor del vehículo u otras partes circundantes, dañándolas.

La extensión de más de un muelle neumático que no está lo suficientemente limitada por otros componentes de la suspensión, como un amortiguador, también puede conllevar la falla prematura de dicho muelle a través de la ruptura de las capas.

La falta de aire comprimido generalmente ocurre cuando las líneas de aire, que debe ser enviado a las bolsas de aire a través del chasis del vehículo, rozan contra una arista de un miembro del chasis o de un componente de la suspensión en movimiento. Este modo de fallo normalmente tardará en ocurrir después de la instalación inicial del componente. Una falla en la línea de aire también ocurre si un pedazo de escombros en la carretera impacta con una línea de aire y la desgarrar.

El fallo del compresor se debe principalmente a una fuga de aire. El compresor se apaga tratando de mantener la correcta presión del aire en un sistema con un escape de aire. El fallo del compresor también puede ser causado por la humedad dentro del sistema de aire que entra en contacto con sus componentes electrónicos.

La secadora, que funciona para eliminar la humedad del sistema de aire, con el tiempo se satura y no puede realizar su función. Esto hace que la humedad se acumule en el sistema y puede quemar el compresor.

4.7. Amortiguador

El amortiguador es un dispositivo que absorbe energía, utilizado normalmente para disminuir las oscilaciones no deseadas de un movimiento periódico o para absorber energía proveniente de golpes o impactos.

Los amortiguadores son un componente común de la suspensión de los automóviles y otros vehículos, para ayudar a que las ruedas se mantengan pegadas al suelo. Frenan las oscilaciones siguientes al movimiento inicial del bache. Este efecto de rebote se evita en las suspensiones neumáticas como la hidroneumática.

4.7.1. Tipos de amortiguadores

Pueden ser de fricción, de gas, reológicos e hidráulicos, y estos últimos se dividen en giratorios, de pistón y telescópicos, que son los más usados.

Todos permiten que las oscilaciones producidas por las irregularidades de la marcha sean más elásticas. Para controlar el número y la amplitud de estas, se incorporan a la suspensión los amortiguadores.

Los amortiguadores de fricción son poco empleados y constan de dos brazos sujetos, uno al bastidor y otro al eje o rueda correspondiente. Los brazos se unen entre sí con unos discos de amianto o fibra que al oscilar ofrecen resistencia a las ballestas o muelles [17]. En la figura 4.3 se muestra un amortiguador de fricción.

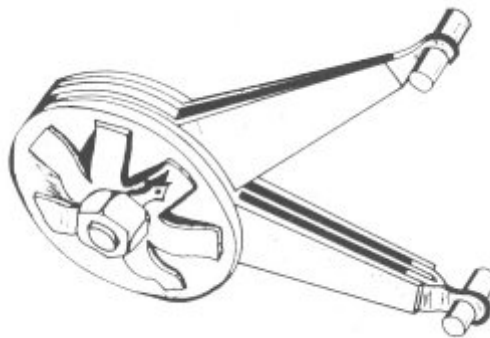


Figura 4.3. Amortiguador de fricción

4.7.1.1. Amortiguadores hidráulicos

Actualmente y desde hace unos años, se ha impuesto en la industria el uso de los amortiguadores hidráulicos, en los que la fuerza amortiguadora es función creciente con la velocidad [18].

Han existido otros tipos de amortiguadores hidráulicos, como son los giratorios y los de pistón, pero apenas se estilan y los que actualmente se utilizan son los de tipo telescópico.

Los amortiguadores hidráulicos telescópicos constan de un pistón que trabaja dentro de un cilindro en el que hay aceite. Sobre el pistón existen una serie de orificios y unas válvulas precomprimidas que permiten el paso de aceite de una parte a otra del pistón cuando la presión supera un valor dado. Los orificios representan el paso permanente y las válvulas el paso de apertura por presión.

El paso permanente son orificios fijos que restringen el flujo del caudal. En el caso de las válvulas de apertura por presión, para que estas se abran es necesario ejercer sobre ellas una determinada presión y, a medida que esta aumenta, la apertura va siendo mayor.

En la figura 4.4 se pueden observar en detalle el pistón con los discos que componen las válvulas de apertura por presión y la aguja que regula el diámetro de la válvula de apertura cuando el amortiguador es variable. Si se mueve la rosca de ajuste de la dureza del amortiguador para *ablandarlo*, la aguja abrirá el orificio facilitando el paso del aceite y disminuyendo la rigidez del amortiguador y viceversa.

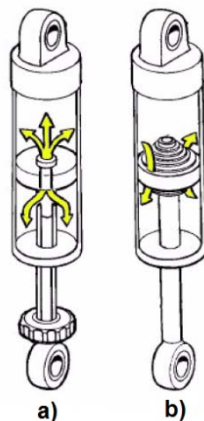


Figura 4.4. Flujo de aceite a través del paso y de las válvulas

Cuando la velocidad entre ambos extremos del amortiguador es baja, las válvulas de apertura por presión permanecen cerradas y el aceite pasa a través de los orificios del paso permanente. Una vez la presión del aceite alcanza la de apertura de las válvulas de presión, estas empiezan a abrirse y dejan pasar el aceite. Cuanto más aumenta la presión, las válvulas se abren más hasta que su apertura es completa y la ley de fuerza en el amortiguador queda controlada nuevamente por el paso del aceite a través del orificio del paso permanente.

Normalmente, las válvulas de extensión y compresión son diferentes, lo que posibilita que el esfuerzo en compresión sea menor para una misma velocidad. En los vehículos, interesa utilizar una característica de amortiguamiento más blanda en compresión. Esto se hace para evitar la transmisión a través del amortiguador de las grandes fuerzas compresivas que se generarían en el mismo cuando la rueda se encuentra con un obstáculo.

Existen dos tipos de amortiguadores hidráulicos: los de doble tubo y los monotubo.

a) Amortiguadores de doble tubo

Son los más comunes. Los hay de dos tipos: no presurizados (aceite) y presurizados (aceite y gas). Constan de dos cámaras: una llamada interior y otra de reserva. Hay válvulas en el pistón y en la base del amortiguador, llamada válvula de pie. En la figura 4.5 se observa un amortiguador de doble tubo.

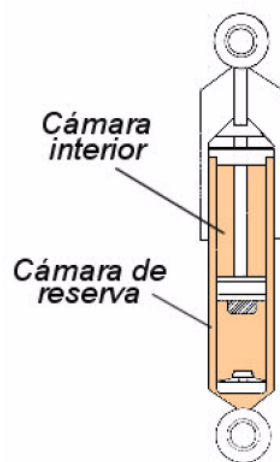


Figura 4.5. Esquema simplificado de un amortiguador de doble tubo

Los amortiguadores presurizados tienen ciertas ventajas frente a los no presurizados, son las siguientes:

- Respuesta de la válvula más sensible para pequeñas amplitudes.
- Mejor confort de marcha.
- Mejores propiedades de amortiguación en condiciones extremas.
- Reducción de ruido hidráulico.
- Siguen operativos aunque pierdan el gas.

b) Amortiguadores monotubo

De aparición más tardía que los de doble tubo, su uso cada vez está más extendido, sobretodo en vehículos de altas prestaciones y en competición.

Constan de dos cámaras principales, una contiene el aceite y la otra gas a presión que están separadas por un pistón flotante. Solamente hay válvulas en el pistón. Se puede observar un amortiguador monotubo en la figura 4.6.

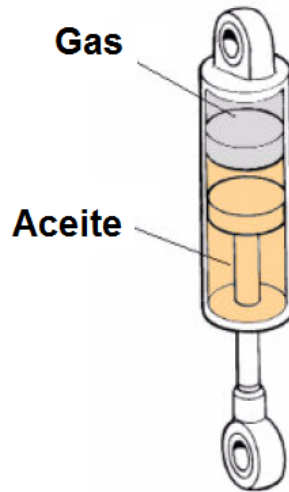


Figura 4.6. Esquema simplificado de un amortiguador monotubo

Los amortiguadores monotubo presentan algunas ventajas con respecto a los de doble tubo no presurizados:

- Buena refrigeración debido a que la cámara está en contacto directo con el aire. Esto se traduce en una mayor eficacia, pues hay que tener en cuenta que el amortiguador es un dispositivo que convierte la energía cinética en energía calorífica.
- Mayor diámetro de pistón a igual diámetro de carcasa, lo que permite reducir las presiones de operación.
- El nivel de aceite no baja al quedar el vehículo estacionado, lo que evita funcionamientos deficientes al volver a arrancar.
- Debido a la presurización, el aceite no forma espuma, evitando problemas de cavitación y resultando un buen amortiguamiento incluso con pequeñas vibraciones de alta frecuencia.
- Gracias al pistón separador, no queda restringida la posición de montaje, pudiéndose colocar incluso tumbados.

Como desventajas se podrían citar las siguientes:

- Mayores costes derivados de requerimientos superiores de precisión, tolerancias de fabricación y estanqueidad del gas.

- La valvulería es más compleja.
- Su mayor necesidad de espacio puede aumentar su longitud por encima de 100 mm en aplicaciones a automóviles.
- Otra desventaja es la fuerza de extensión que realizan en su posición nominal, debido a la presión interna del gas y a la diferencia de áreas efectivas a ambos lados del pistón. Esta fuerza puede provocar variaciones en la altura de suspensión que es necesario considerar en su diseño.

5. Modelado de elementos en Modelica

En este capítulo se muestran los elementos modelados y almacenados en la librería de Modelica para después realizar ensayos con valores reales de los parámetros utilizados en los componentes. Se modela un cilindro neumático, una ballesta elástica y dos modelos de bogie ½.

5.1. Cilindro neumático adiabático

El cilindro neumático adiabático es el elemento neumático más simple. Se trata de una suspensión neumática que relaciona una fuerza con el desplazamiento conociendo su constante de rigidez, dicha constante se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$k = \frac{\gamma \cdot P \cdot A^2}{V} \quad (Ec\ 4.1)$$

donde:

- k es la constante de rigidez del muelle [N/m].
- γ es el coeficiente adiabático del aire, de valor 1,4 y sin unidades.
- P es la presión en el interior del cilindro [Pa].
- A es el área del cilindro [m²].
- V es el volumen del cilindro [m³].

Para conocer el desplazamiento o fuerza que realiza dicha suspensión, se usa la llamada Ley de Hooke:

$$F = k \cdot \Delta x \quad (Ec\ 4.2)$$

donde:

- F es la fuerza que soporta el cilindro [N].
- Δx es la variación de la posición entre el extremo superior del cilindro y el inferior[m].

Para conocer el volumen y la presión que hay en el cilindro a lo largo del tiempo, deben utilizarse las expresiones siguientes:

$$P_0 \cdot (V_0)^{\gamma} = P \cdot (V)^{\gamma} \quad (Ec\ 4.3)$$

donde:

- P_0 es la presión inicial en el interior del cilindro [Pa].
- V_0 es el volumen inicial en el interior del cilindro [m³].

$$V_d = V_0 - V \quad (Ec\ 4.4)$$

Por último, interesa también saber la longitud final del cilindro:

$$h + \Delta x = x_0 \quad (Ec\ 4.5)$$

donde:

- x_0 es la longitud inicial del cilindro [m].
- h es la longitud final del cilindro [m].

La ecuación 4.6 relaciona el volumen desplazado (o comprimido) respecto al desplazamiento realizado por el cilindro:

$$V_d = A \cdot \Delta x \quad (Ec\ 4.6)$$

Los parámetros del cilindro se muestran en la tabla 5.1.

Tabla 5.1. Parámetros del cilindro neumático

Parámetro	Unidades	Valor
x_0	[m]	0.1
V_0	[m ³]	0.01
A	[m ²]	0.1
P_0	[Pa]	600000
γ		1.4

5.1.1 Ejemplo con fuerza constante

Este ejemplo es el más básico, consiste en colocar el cilindro sobre un apoyo fijo y someterlo a una fuerza constante en su extremo libre, de esta manera se observa la variación de la posición del cilindro y su constante elástica, así como el volumen y la presión tras someterlo a la fuerza.

El esquema se observa en la figura 5.1.

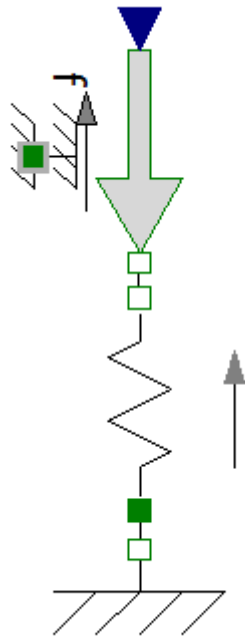


Figura 5.1. Esquema de cilindro adiabático con fuerza constante

Puesto que la fuerza es constante, la simulación puede ser de un segundo, pues tanto la constante de rigidez, como la presión final, el volumen final y el desplazamiento realizado por el cilindro son constantes.

En este caso, lo que se halla es el desplazamiento sufrido por el cilindro. Al llamar al cilindro en el programa se deben introducir los valores de sus parámetros, además se da valor a la fuerza $F = -100000 \text{ N}$ y la posición del apoyo $s_0 = 0 \text{ m}$.

La figura 5.2 muestra la posición del cilindro respecto al tiempo, así como el desplazamiento realizado.

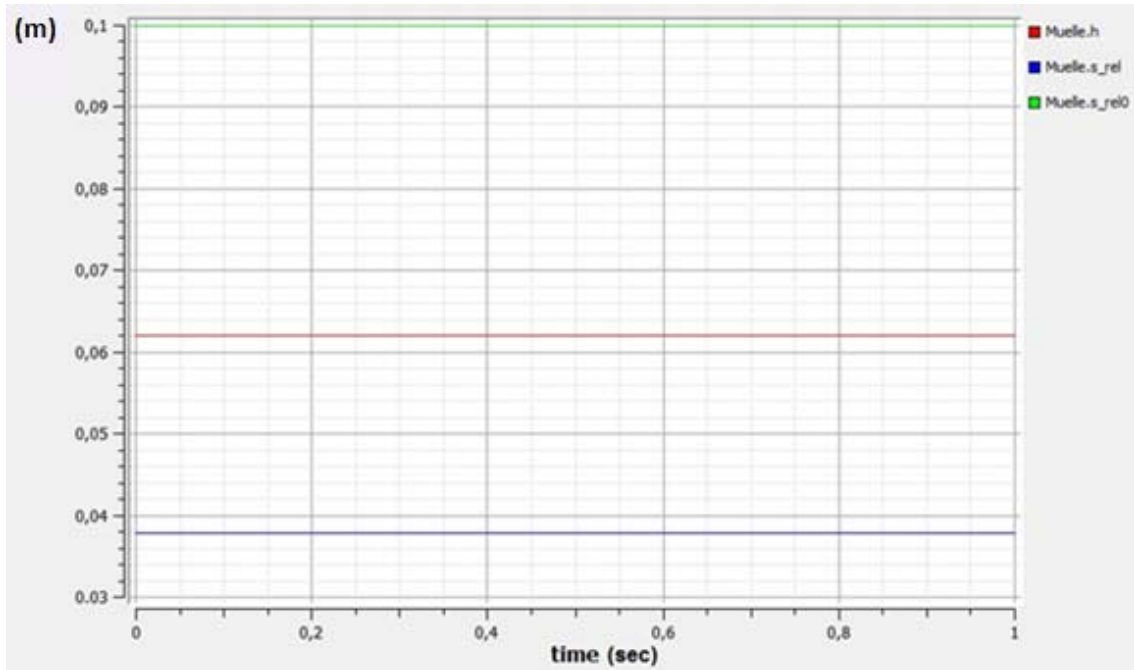


Figura 5.2. Posición del cilindro y desplazamiento realizado respecto al tiempo en el ejemplo de fuerza constante

La figura 5.2 muestra este caso la posición final del cilindro, (h en el programa), dichos valores de posición son constantes y tienen: un valor de $h = 0.062 \text{ m}$, o lo que es lo mismo, 6.2 cm, más bajo de los 10 centímetros que medía inicialmente el cilindro, y el desplazamiento realizado por el cilindro neumático al sufrir la fuerza es s_{rel} y tiene un valor de $s_{rel} = 0.038 \text{ m}$. Sumando ambos valores se obtiene $s_{rel_0} = 0.1 \text{ m}$, que es el valor de la altura inicial del cilindro.

El volumen final, V , y el inicial, V_0 , del cilindro se observan en la figura 5.3.

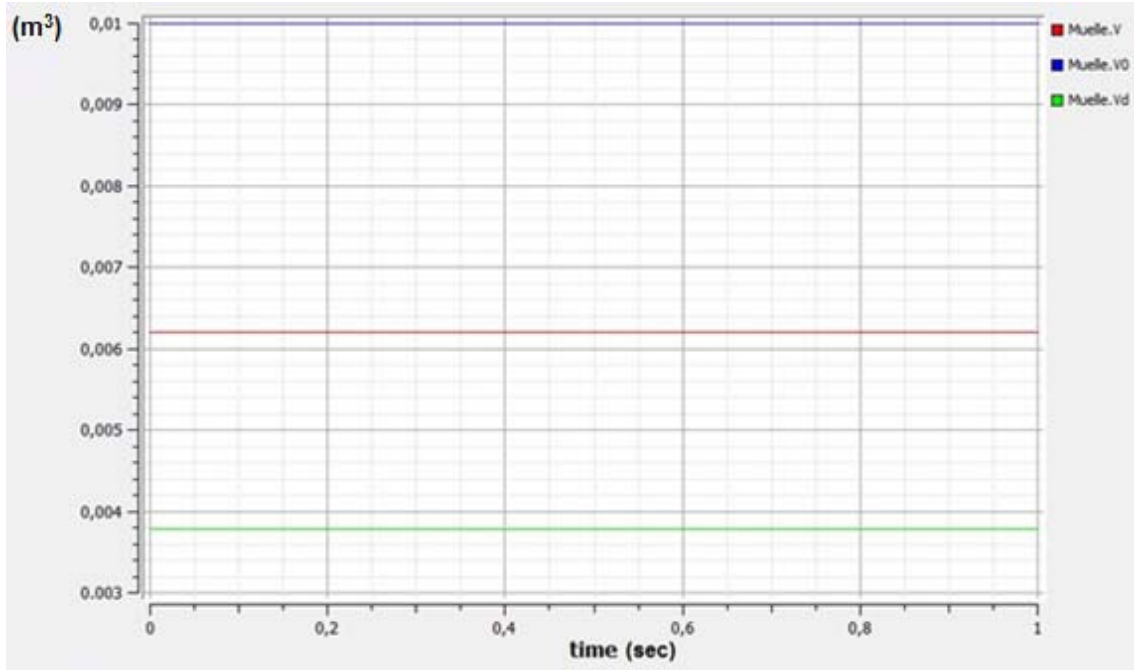


Figura 5.3. Volumen inicial, comprimido y final del cilindro respecto al tiempo en el ejemplo de fuerza constante

El volumen inicial es $V_0 = 0.01 m^3$, indicado en el programa; el volumen comprimido es $V_d = 0.0038 m^3$, luego el volumen final debe salir $V = 0.0062 m^3$.

La presión final, P , y la inicial, P_0 , del cilindro se observan en la figura 5.4.

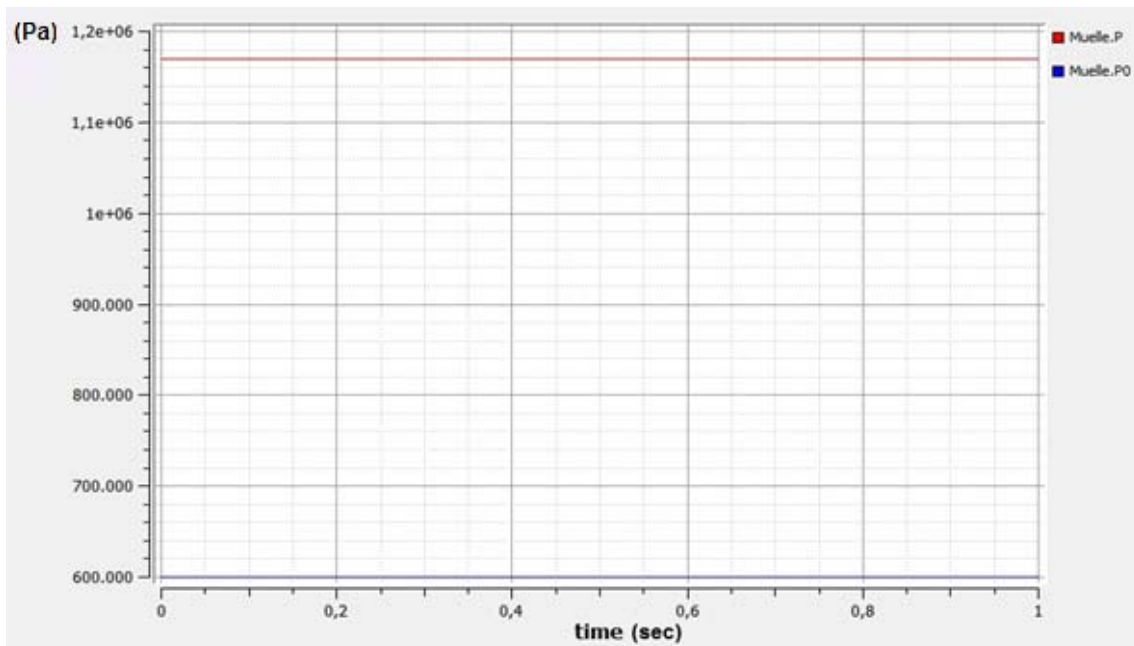


Figura 5.4. Presión inicial y final del cilindro respecto al tiempo en el ejemplo de fuerza constante

La presión inicial es $P_0 = 600000 \text{ Pa}$ y la presión final es $P = 1169500 \text{ Pa}$.

Y por último, se puede observar la constante de rigidez en la figura 5.5.

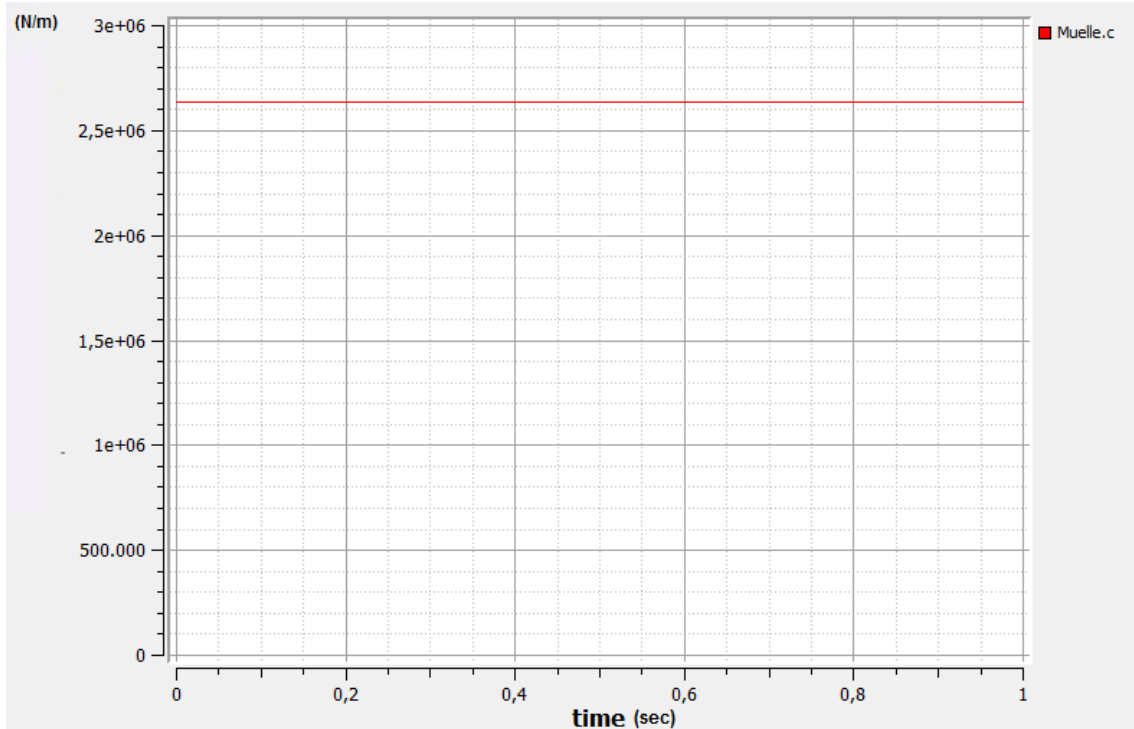


Figura 5.5. Constante de rigidez del cilindro y respecto al tiempo en el ejemplo de fuerza constante

Dicha constante k tiene el valor de: $c = 2637 \cdot 10^3 \frac{N}{m}$.

5.1.2 Ejemplo con una entrada rampa de fuerza

Este ejemplo también es muy fácil pero incluye una función de rampa de fuerza como entrada, para observar cómo se va produciendo el desplazamiento según la fuerza aplicada en forma de rampa.

El esquema es el siguiente, observado en la figura 5.6.

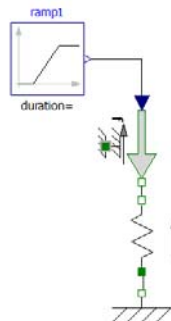


Figura 5.6. Esquema del cilindro con entrada de rampa de fuerza.

En este caso, al introducir el valor de los parámetros del cilindro, y del apoyo, se debe introducir la altura y la duración de la rampa que, en este caso, es el valor de la fuerza. Los parámetros de la rampa son: (duration = 5, height = -100000).

La figura 5.7 muestra la posición del cilindro respecto al tiempo, así como el desplazamiento realizado.

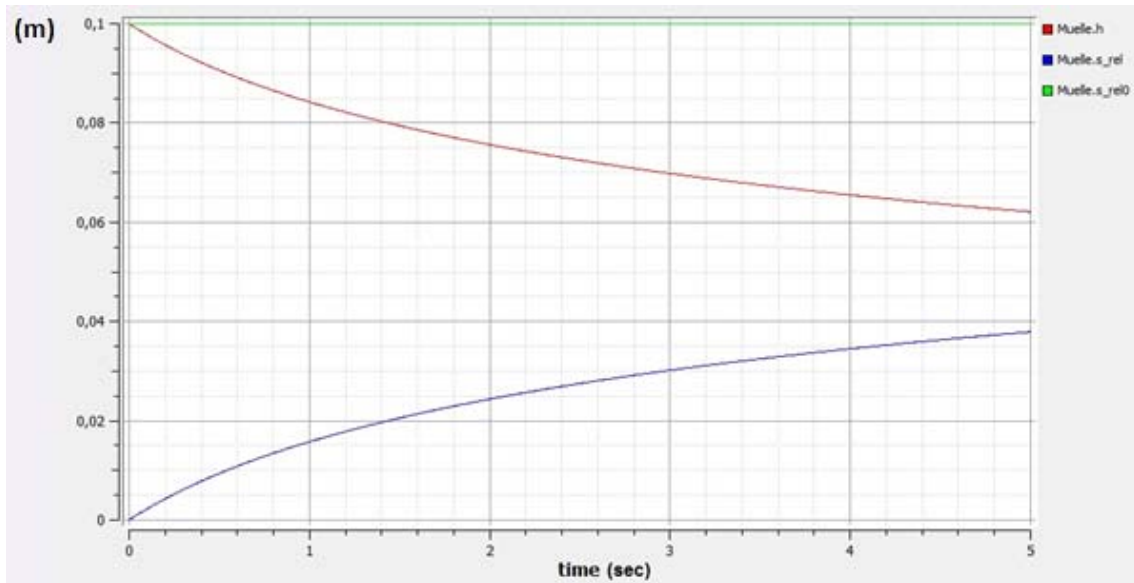


Figura 5.7. Posición y desplazamiento realizado por el cilindro respecto al tiempo en el ejemplo con entrada de rampa de fuerza

La posición del cilindro, (h en el programa), desciende al principio muy deprisa y se va suavizando hasta alcanzar un valor final de $h = 0.062082 \text{ m}$. El desplazamiento realizado por el cilindro neumático es s_rel y tiene un valor final de $s_rel = 0.037917 \text{ m}$, sumando ambos valores tenemos $s_{rel0} = 0.1 \text{ m}$, que es el valor de la altura inicial del cilindro.

El volumen, V , el volumen desplazado, V_d y el volumen inicial, V_0 , del cilindro se observan en la figura 5.8.

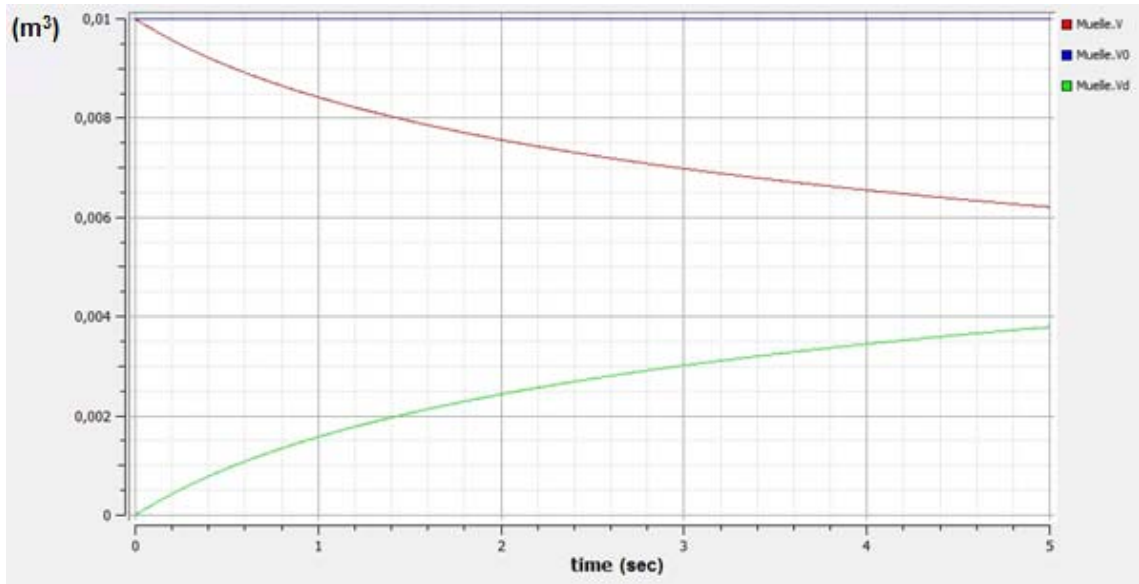


Figura 5.8. Volumen inicial, comprimido y final del cilindro respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de rampa de fuerza

El volumen inicial es $V_0 = 0.01 \text{ m}^3$, indicado en el programa, el volumen final desplazado es $V_d = 0.0037917 \text{ m}^3$ y el volumen final es $V = 0.0062082 \text{ m}^3$. Se observa como baja al principio rápidamente y se va suavizando al final, debido a que al aumentar el volumen también aumenta la fuerza de reacción que ejerce el cilindro sobre la propia fuerza.

La presión dentro del cilindro, P , y la inicial, P_0 del cilindro se observan en la figura 5.9.

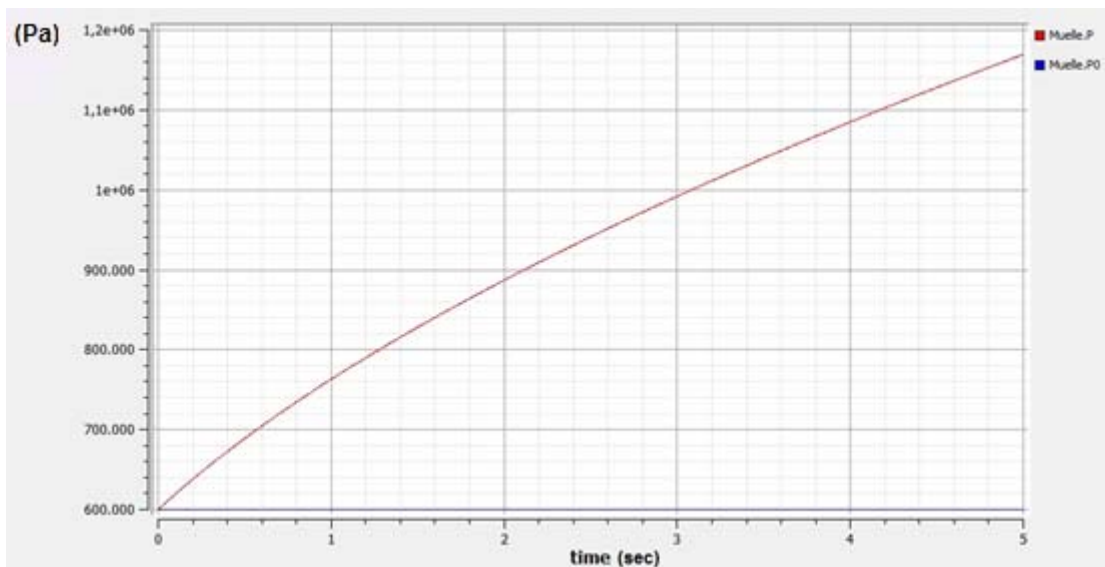


Figura 5.9. Presión inicial y final del cilindro respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de rampa de fuerza

La presión inicial es $P_0 = 600000 \text{ Pa}$ y la presión es $P = 1169400 \text{ Pa}$ al cabo de los cinco segundos. En este caso se observa como la presión sigue una función positiva. Al aumentar la fuerza en una función rampa, el producto $P \cdot V$ debe mantenerse constante, es distinto el sentido; mientras el volumen se comprime, la presión debe aumentar para mantener esa igualdad.

Y por último, se puede observar la constante de rigidez y la fuerza soportada por el cilindro en la figura 5.10.

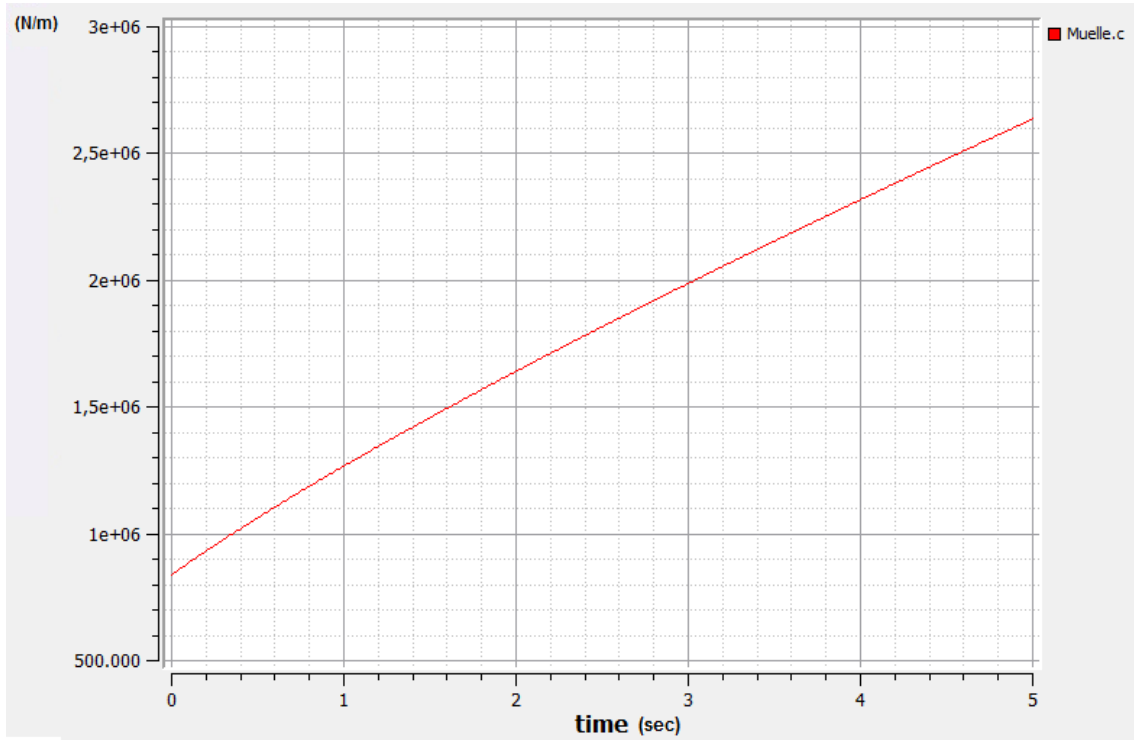


Figura 5.10. Constante de rigidez del cilindro respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de rampa de fuerza

La constante de rigidez k tiene el valor de $c = 4.513 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ y va creciendo de la misma manera que decrece el desplazamiento y crece el volumen.

5.1.3 Ejemplo con entrada rampa de desplazamiento

En este ejemplo, la función rampa se conecta con el puerto del cilindro correspondiente al desplazamiento, mientras que en el puerto correspondiente a la fuerza se conecta una fuerza simple para observar cómo se va produciendo el aumento o la disminución de la fuerza. En este caso, la rampa no se conecta gráficamente al muelle, se conecta en el código mediante el comando:

`"connect(ramp.y, Spring_flange_b.s)"`

El esquema es el siguiente, observado en la figura 5.11.

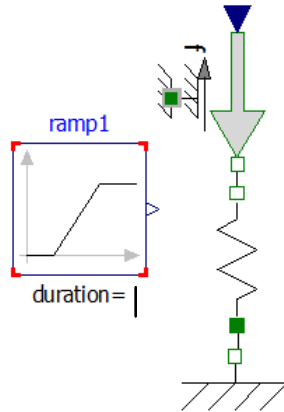


Figura 5.11. Esquema del cilindro con una entrada rampa de desplazamiento.

En este caso, al introducir el valor de los parámetros del cilindro y del apoyo, se debe introducir la altura y la duración de la rampa para determinar la posición del cilindro a cada momento, la fuerza es una salida que debe hallar el programa, se trata de la reacción del cilindro neumático ante la compresión o tracción producida por la rampa de desplazamiento. Los parámetros de la rampa son: (duration = 5, height = 0.03791), que indica que la rampa dura 5 segundos alcanzando una altura final de $s_{rel} = 0.03791 \text{ m}$. La figura 5.12 muestra la posición del cilindro respecto al tiempo, así como el desplazamiento realizado.

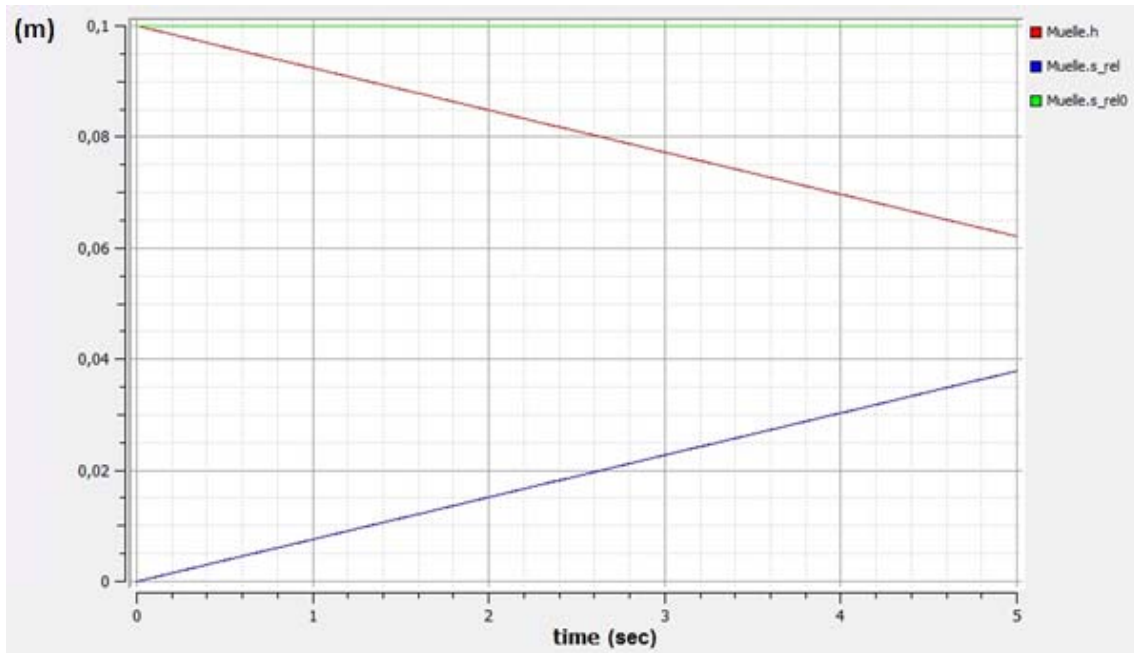


Figura 5.12. Posición del cilindro y desplazamiento realizado respecto al tiempo en el ejemplo de entrada rampa de desplazamiento

El volumen final, V_0 , el deslizado, V_d , y el inicial, V_0 , del cilindro se observan en la figura 5.13.

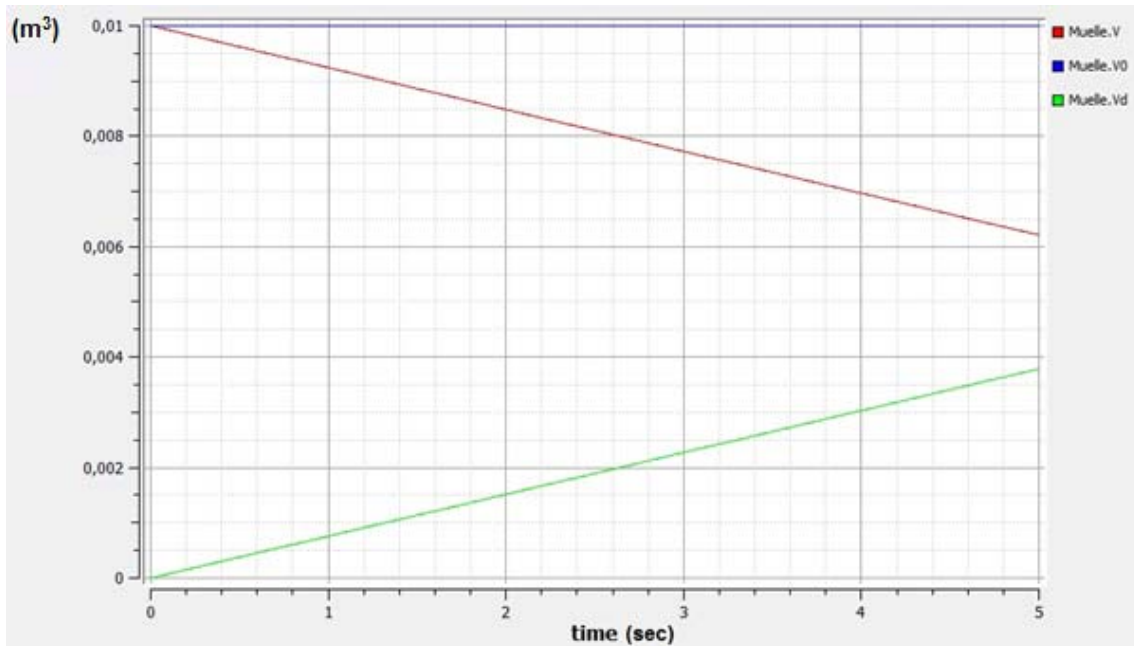


Figura 5.13. Volumen inicial, comprimido y final del cilindro respecto al tiempo en el ejemplo de entrada rampa de desplazamiento

El volumen inicial es $V_0 = 0.01 \text{ m}^3$, indicado en el programa; el volumen final es $V = 0.00621 \text{ m}^3$ y el volumen final deslizado es $V_d = 0.00379 \text{ m}^3$ al cabo de los 5 segundos. Se observa como los volúmenes varían linealmente, debido a que el desplazamiento del cilindro depende linealmente del área y el volumen.

La presión final, P , y la inicial, P_0 , del cilindro se observan en la figura 5.14.

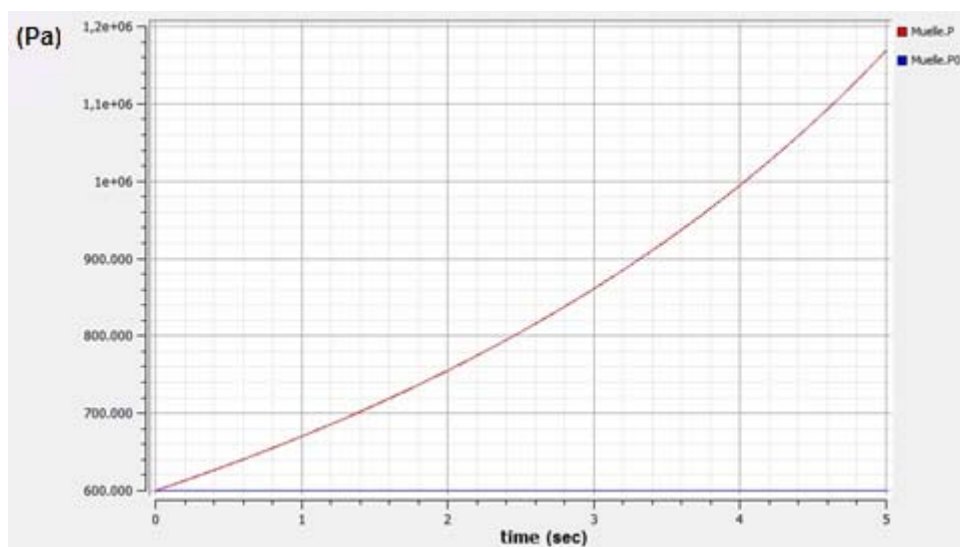


Figura 5.14. Presión inicial y final del cilindro respecto al tiempo en el ejemplo de entrada rampa de desplazamiento

La presión inicial es $P_0 = 600000 \text{ Pa}$ y la presión final es $P = 1169400 \text{ Pa}$. En este caso se observa como la presión sigue una función curva positiva. La explicación: al aumentar la fuerza en una función rampa, el producto $P \cdot V^{\gamma}$ debe mantenerse constante, y puesto que el volumen comprimido en el cilindro depende del desplazamiento y el área del cilindro, es la presión la que tiene que variar con esa forma curva característica. Aparte de la forma de la curva también es distinto el sentido, mientras el volumen se comprime, la presión debe aumentar para mantener esa igualdad.

Y por último, se puede observar la constante de rigidez en la figura 5.15.

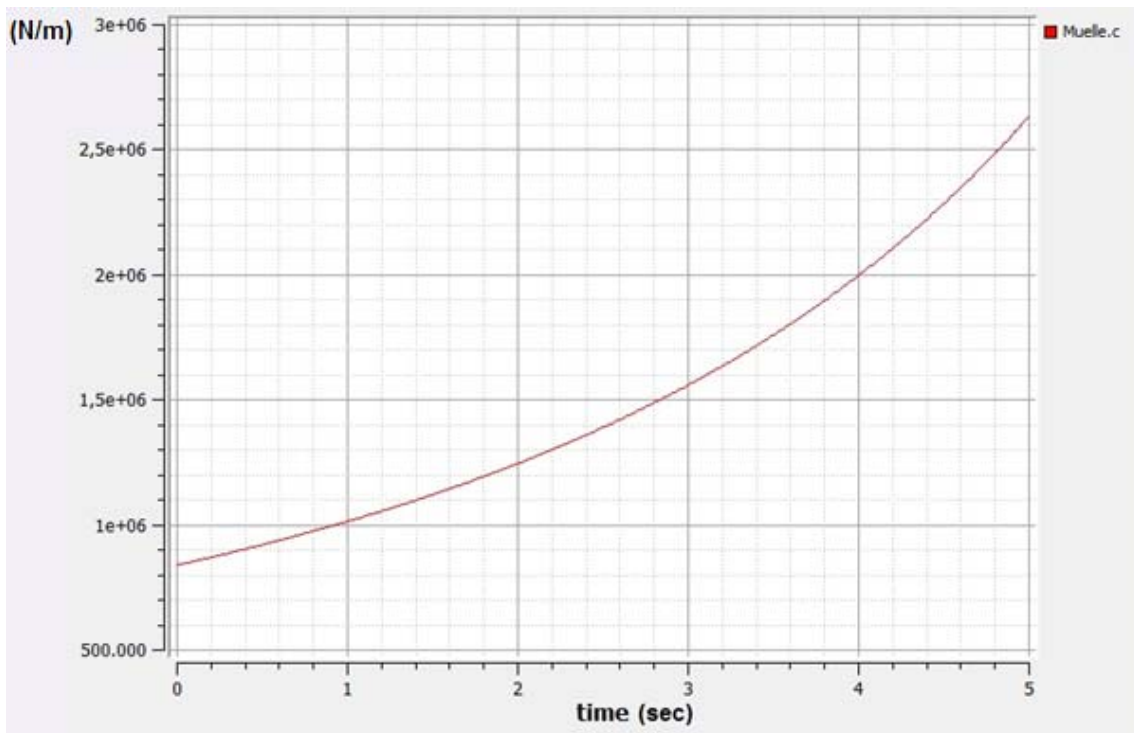


Figura 5.15. Constante de rigidez del cilindro respecto al tiempo en el ejemplo de entrada rampa de desplazamiento

Dicha constante k tiene el valor de $c = 2.63548 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ y va creciendo de la misma manera que decrece el desplazamiento y crece el volumen.

La fuerza soportada por el cilindro se observa en la figura 5.16.

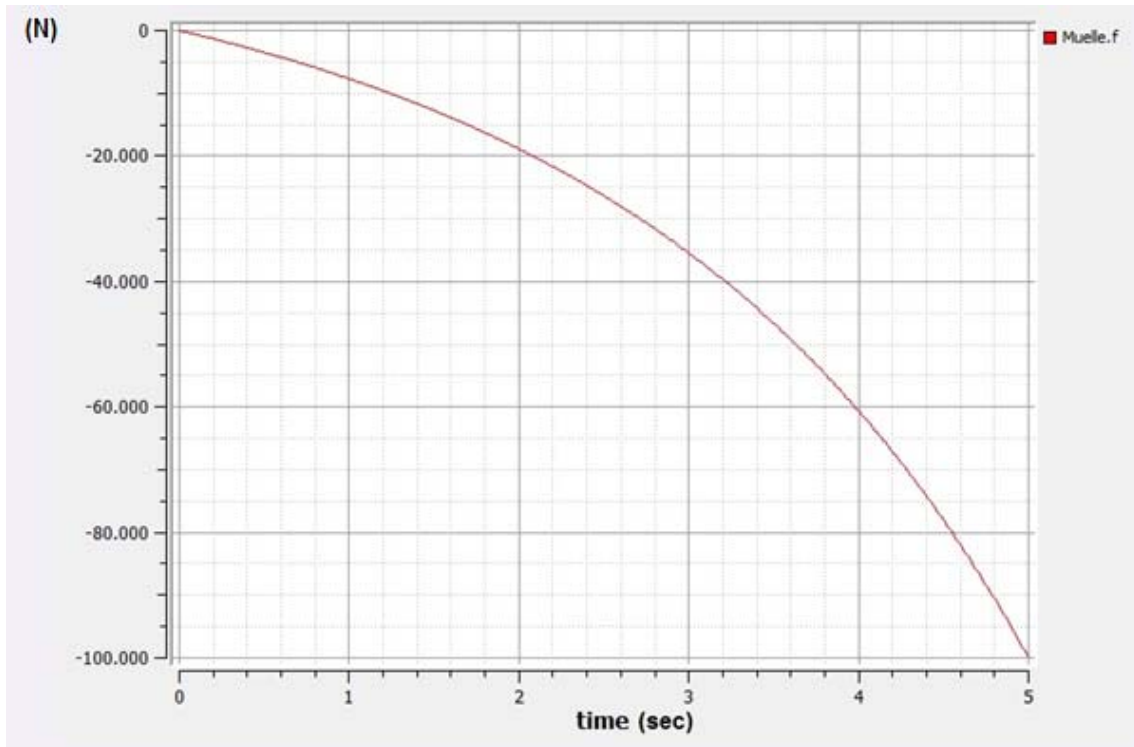


Figura 5.16. Fuerza soportada por el cilindro respecto al tiempo en el ejemplo de entrada rampa de desplazamiento

5.1.4 Ejemplo con una entrada senoidal de fuerza

Este ejemplo es similar al ejemplo con entrada rampa de fuerza, pero se usa un seno conectado a una fuerza para que el desplazamiento del cilindro varíe positivamente y negativamente. M^3

El esquema es el siguiente, figura 5.17.

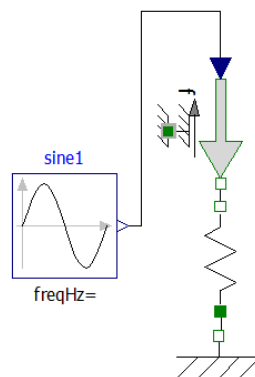


Figura 5.17. Esquema del cilindro con una entrada senoidal de fuerza

Al introducir el valor de los parámetros del cilindro y del apoyo, se debe introducir en la entrada de la fuerza la amplitud y la frecuencia de la función

senoidal, la fuerza es una salida que debe hallar el programa. En este caso los parámetros del seno son: amplitud=100000, freqHz = 10, se pueden observar las gráficas, pero no tienen ningún uso experimental.

La gráfica que se obtiene tras la simulación representa el desplazamiento del cilindro neumático, figura 5.18.

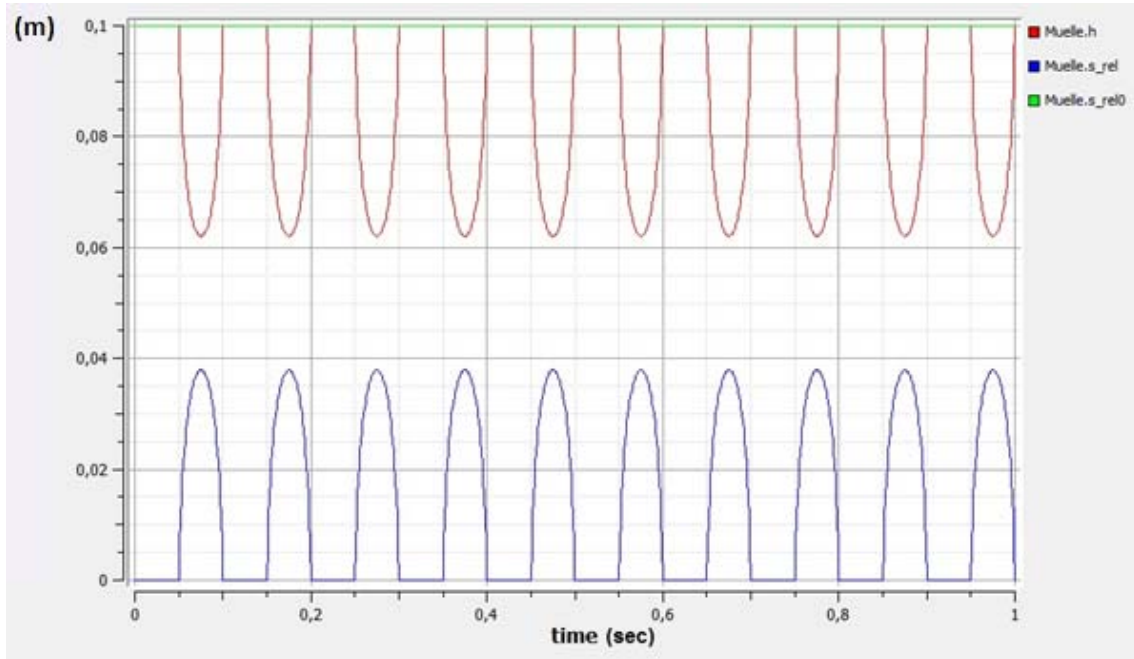


Figura 5.18. Gráfica de la posición del cilindro respecto al tiempo con una entrada senoidal de fuerza

Los volúmenes final, V , deslizado, V_d , e inicial V_0 del cilindro se pueden observar en la figura 5.19.

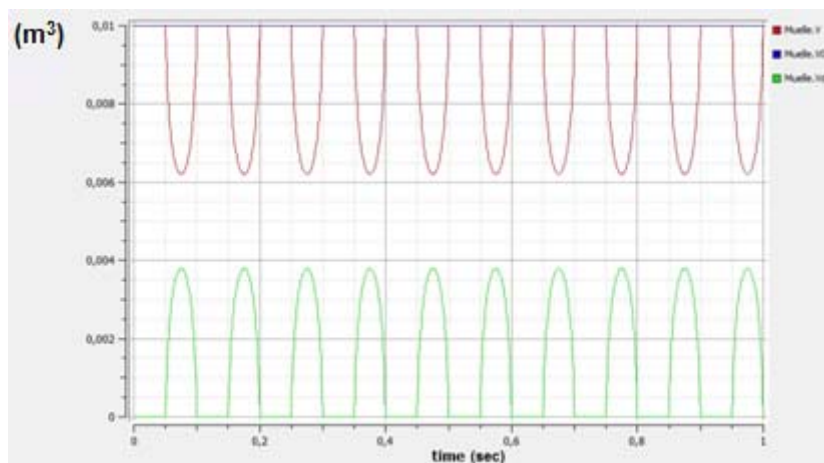


Figura 5.19. Volumen inicial, final y deslizado en el cilindro respecto al tiempo en el ejemplo de una entrada senoidal de fuerza

La presión inicial, P_0 , y final, P , del cilindro se observa en la figura 5.20.

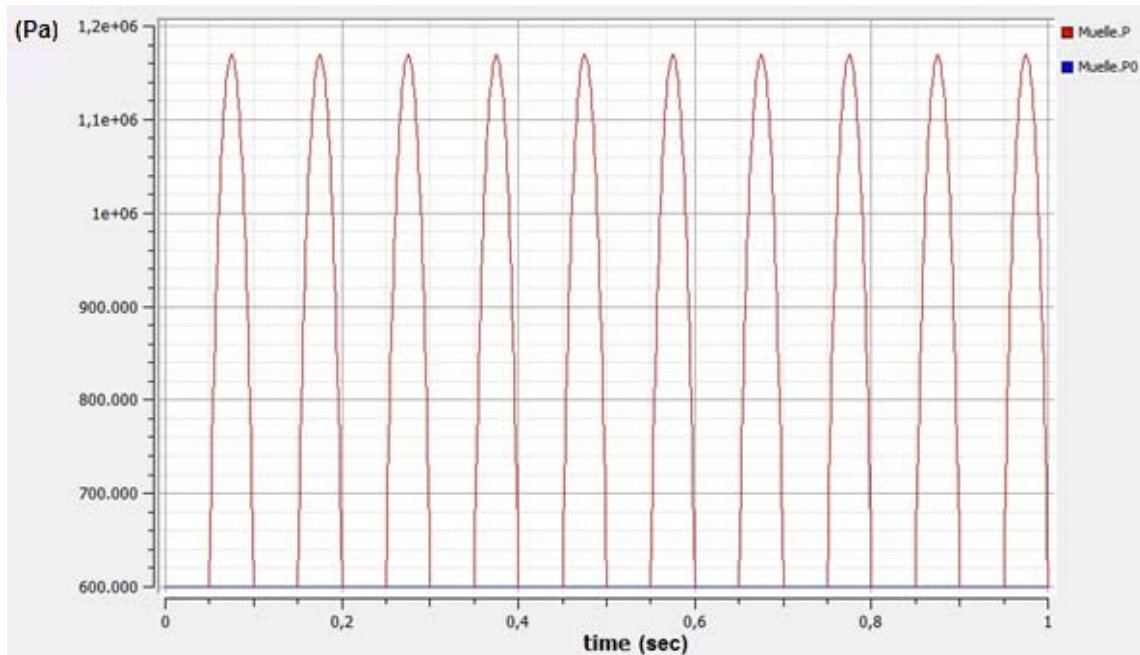


Figura 5.20. Presión inicial y final del cilindro respecto al tiempo en el ejemplo de entrada senoidal de fuerza

Por último, la rigidez y la fuerza soportada por el cilindro se muestran en la figura 5.21, se observa que cuando la fuerza es positiva, el cilindro no trabaja, debido que es un cilindro neumático de compresión. Las unidades de la fuerza son Newtons, aunque la gráfica muestre N/m, se refiere a la constante de rigidez.

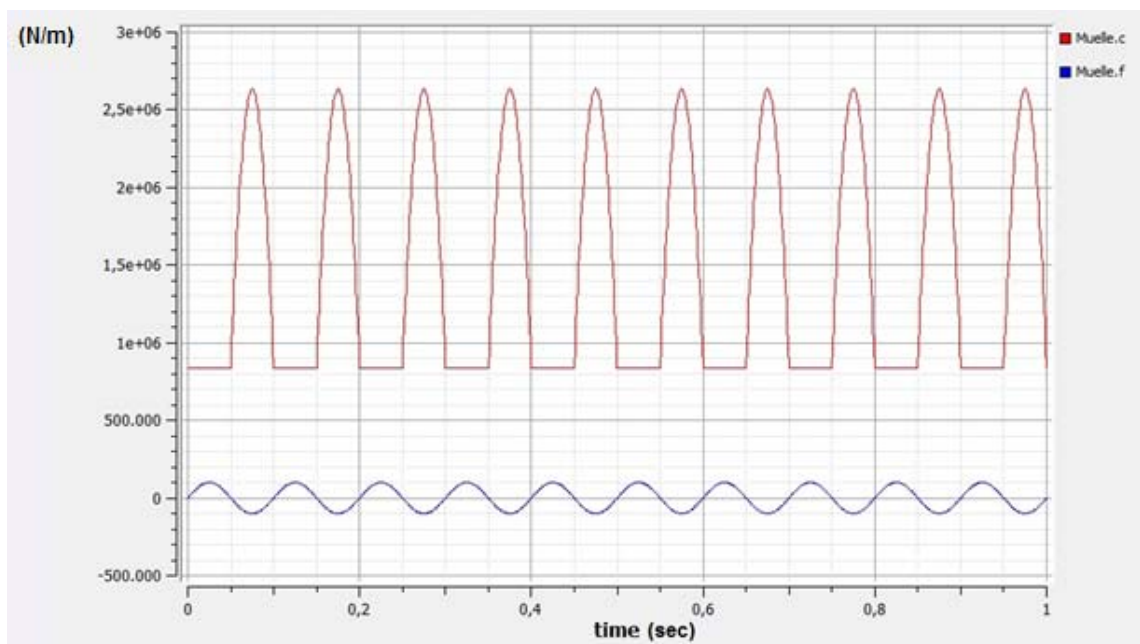


Figura 5.21. Rigidez del cilindro y fuerza soportada en respecto al tiempo en el ejemplo de entrada senoidal de fuerza

5.2. Ballesta

La ballesta es una suspensión elástica que relaciona una fuerza con el desplazamiento conociendo su constante de rigidez, la relación entre el desplazamiento y la masa que ejerce el peso sobre la ballesta se obtiene a partir de la ecuación 4.7.:

$$x = \frac{6 \cdot m \cdot g \cdot L^3}{\left(2 + \frac{n}{N}\right) \cdot E \cdot N \cdot b \cdot e^3} \quad (\text{Ec 4.7})$$

donde:

- x es el desplazamiento realizado por la ballesta [m].
- m es la masa soportada por la ballesta [kg].
- g es la gravedad [m/seg²].
- L es la longitud de las hojas de la ballesta [m].
- n es el número de hojas de ballesta cortadas.
- N es el número de hojas de ballesta enteras.
- E es el módulo de rigidez (módulo de Young) del material con el que se fabrica la ballesta [GPa].
- b es el ancho de las hojas de la ballesta [m].
- e es el espesor de las hojas de la ballesta [m].

En el programa Modelica, para simplificar, en vez de usar una masa se ha usado una fuerza. Por lo tanto, en el caso de ballesta, llamar a la carga masa o fuerza resulta indistinto, sabiendo que tanto la masa como la “fuerza” se deben multiplicar por la gravedad.

Se puede obtener la constante de rigidez de la ballesta mediante la ley de Hooke, ecuación 4.2.

Los parámetros de la ballesta se muestran en la tabla 5.2.

Tabla 5.2. Parámetros de la ballesta

Parámetro	Unidades	Valor
g	[m/seg ²]	9.81 (constante propia de Modelica)
L	[m]	1
b	[m]	0.5
N		10
n		3
e	[m]	0.02
E	[Pa]	210·10 ⁹

5.2.1. Ejemplo con entrada de fuerza constante

Al igual que en el cilindro adiabático, este ejemplo es el más básico, puesto que la fuerza es constante la simulación puede durar un segundo (ahorrando así recursos de computación), pues todos los valores van a ser constantes.

El esquema es el siguiente, figura 5.22.

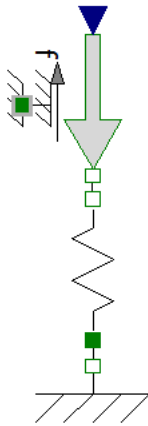


Figura 5.22. Esquema de la ballesta con entrada de fuerza constante

Al llamar al modelo ballesta en el programa Modelica para realizar el ejemplo, se deben introducir los valores de las entradas y de los parámetros de los componentes usados de la librería de Modelica (en este caso el apoyo). Son los siguientes: la fuerza $F = -10000 \text{ kg}$ y la posición del apoyo $s_0 = 0 \text{ m}$.

Se obtiene la siguiente gráfica tras la simulación, figura 5.23.

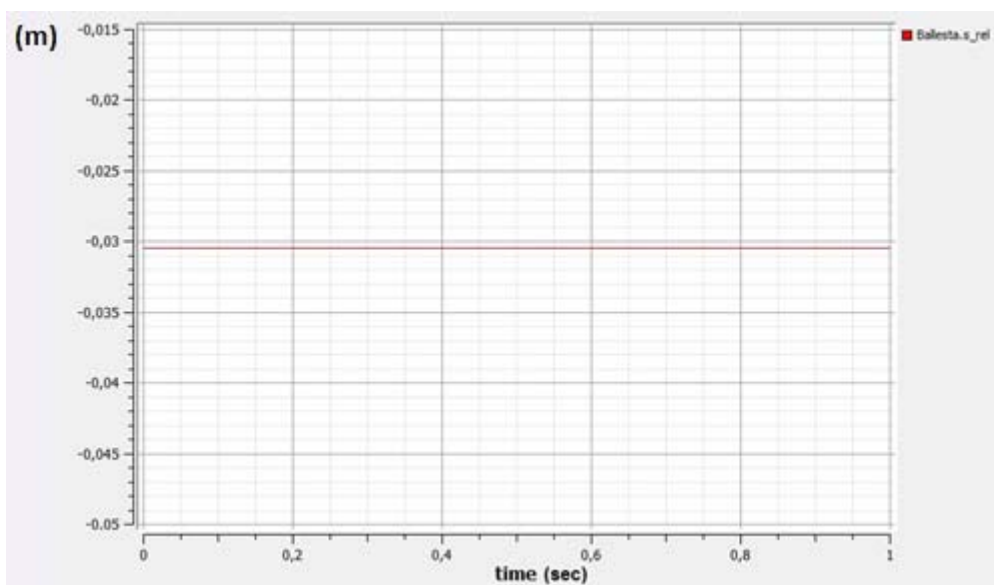


Figura 5.23. Posición de la ballesta respecto al tiempo en el ejemplo de masa constante

La gráfica muestra el desplazamiento (s_{rel} en el programa) de la ballesta, es constante y tiene un valor de $s_{rel} = -0,0305 \text{ m}$, o lo que es lo mismo, 30.5 mm en dirección vertical sentido hacia abajo.

5.2.2. Ejemplo con entrada rampa de fuerza

Este ejemplo incluye una función de rampa, para observar cómo se va produciendo el desplazamiento según la fuerza aplicada.

El esquema es el siguiente, observado en la figura 5.24.

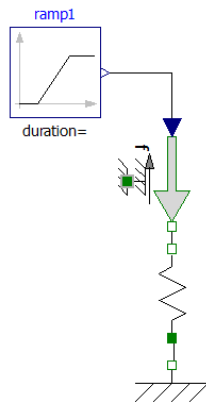


Figura 5.24. Esquema de la ballesta con masa en rampa

En este caso, al introducir el valor de los parámetros de la ballesta, y del apoyo, se debe introducir la altura y la duración de la rampa, por lo que no se debe introducir el valor de la fuerza, este valor se introduce en la rampa. Los parámetros de la rampa son: duration = 5, height = -10000, por lo tanto la fuerza tendrá un valor de $F = -10000 \text{ N}$ al cabo de 5 segundos, por eso en la fuerza no se introduce ningún valor, a diferencia del ejemplo de entrada de fuerza constante. La gráfica que se obtiene tras la simulación es la figura 5.25.

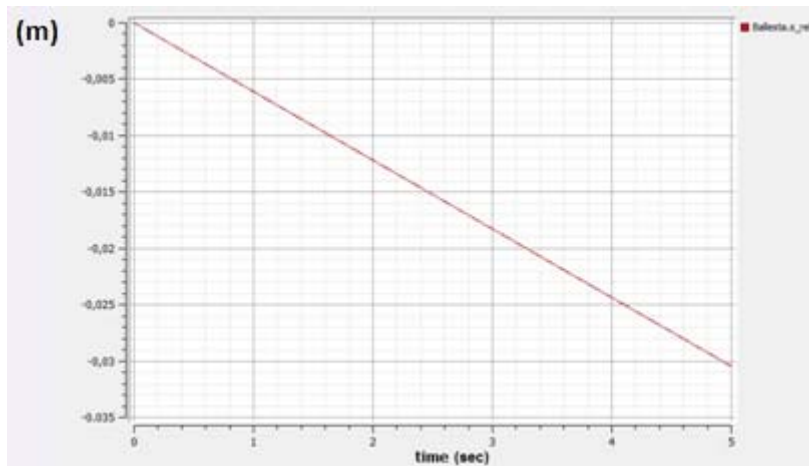


Figura 5.25. Posición de la ballesta respecto al tiempo en el ejemplo de entrada rampa de fuerza

Lo que representa la figura 5.25 es el desplazamiento de la ballesta (s_{rel} en el programa). Se observa como empieza en la posición inicial de la ballesta sin carga $s_{rel} = 0$, y va disminuyendo hasta la posición $s_{rel} = -0,0305 \text{ m}$. Es decir, 30.5 mm en dirección vertical sentido hacia abajo, al igual que en la gráfica anterior, debido a que la fuerza en el segundo 5 es de -10000 kg.

5.2.3. Ejemplo con entrada de rampa de desplazamiento

En este ejemplo, la función rampa se conecta con el puerto de la ballesta correspondiente al desplazamiento, mientras que en el puerto correspondiente a la fuerza se conecta una fuerza simple para observar cómo se va produciendo el aumento o la disminución de la masa, es decir; a la ballesta se le aplica una variación del desplazamiento con una función rampa y con la Ley de Hooke se comprueba que la fuerza que realiza la masa sobre el muelle con este desplazamiento es la misma que en el ejemplo de entrada de rampa de fuerza, donde se calculaba el desplazamiento de la ballesta tras colocarle una masa. En este caso, la rampa no se conecta gráficamente al muelle, se conecta en el código mediante el comando:

“connect(ramp.y, Spring_flange_b.s)”

El esquema es el siguiente, observado en la figura 5.26.

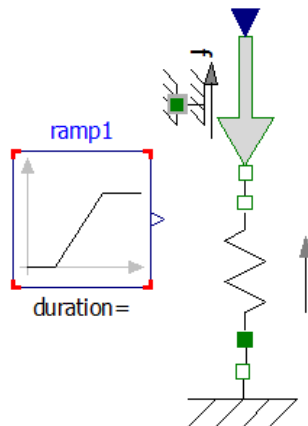


Figura 5.26. Esquema de la ballesta con desplazamiento en rampa

En este caso, al introducir el valor de los parámetros de la ballesta y del apoyo, se debe introducir la altura y la duración de la rampa en el caso del desplazamiento. La masa (fuerza sobre la ballesta) es una salida que debe hallar el programa. Es un experimento de comprobación, en la vida real, la masa que soporta una ballesta (un vehículo) no varía en el tiempo; pero este ejemplo sirve para comprobar la acausalidad de Modelica. Con la ecuación que halla el desplazamiento según la fuerza (o masa) aplicada, se halla la fuerza (o masa) aplicada al deformar la ballesta una cierta longitud. En este caso los parámetros de la rampa son: duration = 5, height = -0.035.

La gráfica que se obtiene tras la simulación es la siguiente, figura 5.27.

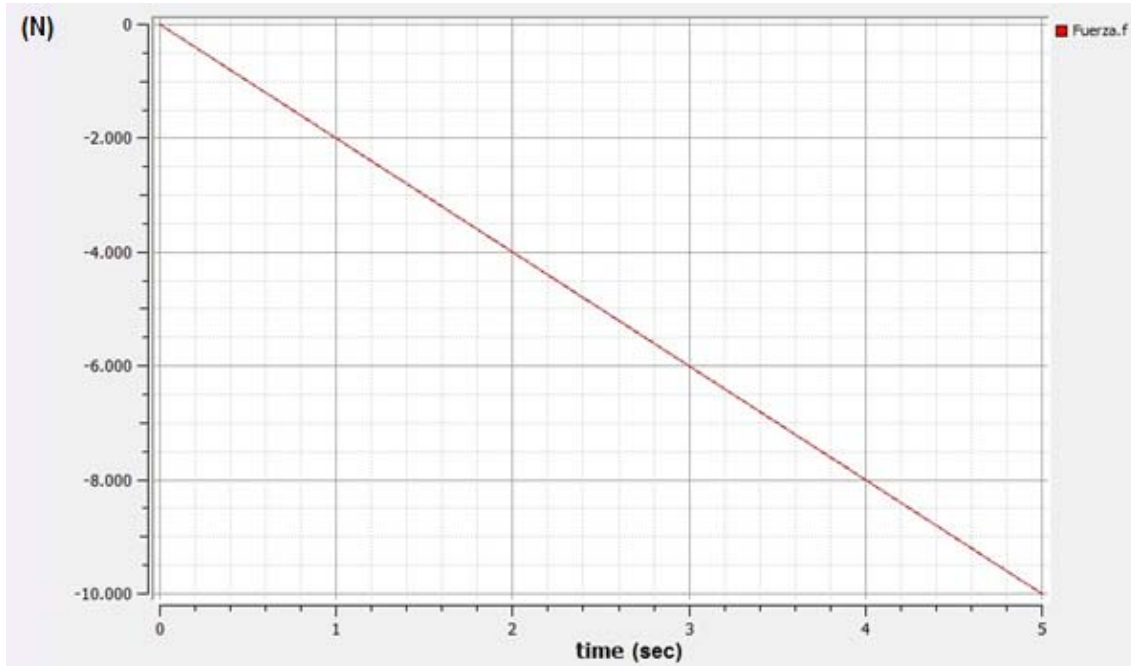


Figura 5.27. Posición de la ballesta respecto al tiempo en el ejemplo de desplazamiento de rampa

Lo que representa la figura 5.27 es la fuerza de reacción que realiza la ballesta, se observa como empieza en $F = 0 \text{ Kg}$, puesto que la ballesta al principio está en reposo, y va incrementándose en sentido negativo (puesto que es vertical y hacia abajo) hasta el valor $F = -10014.5 \text{ kg}$ para un valor de desplazamiento final de $s_{rel} = -0.0305 \text{ m}$, y, puesto que en el ejemplo anterior la ballesta descendía lo mismo con una fuerza de 10000 kg , se puede concluir que el programa ha aproximado mal, con un error de 14.5 kg .

5.2.4. Ejemplo con una fuerza senoidal

Este ejemplo es similar al ejemplo de la masa en rampa, pero se usa una entrada de función seno conectada a una fuerza. El esquema es el siguiente, observado en la figura 5.28.

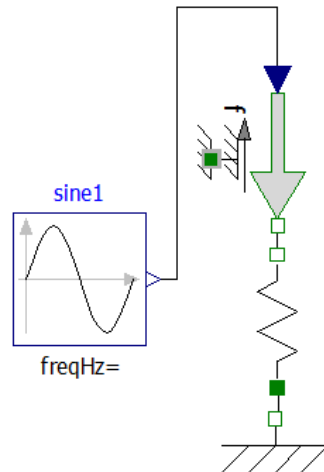


Figura 5.28. Esquema de la ballesta con entrada senoidal de fuerza

En este caso, al introducir el valor de los parámetros de la ballesta, y del apoyo, se debe introducir la amplitud y la frecuencia de la función, el desplazamiento es una salida que debe hallar el programa. En este caso los parámetros del seno son: amplitud=10000, freqHz = 10.

La gráfica que se obtiene tras la simulación es la siguiente, figura 5.29.

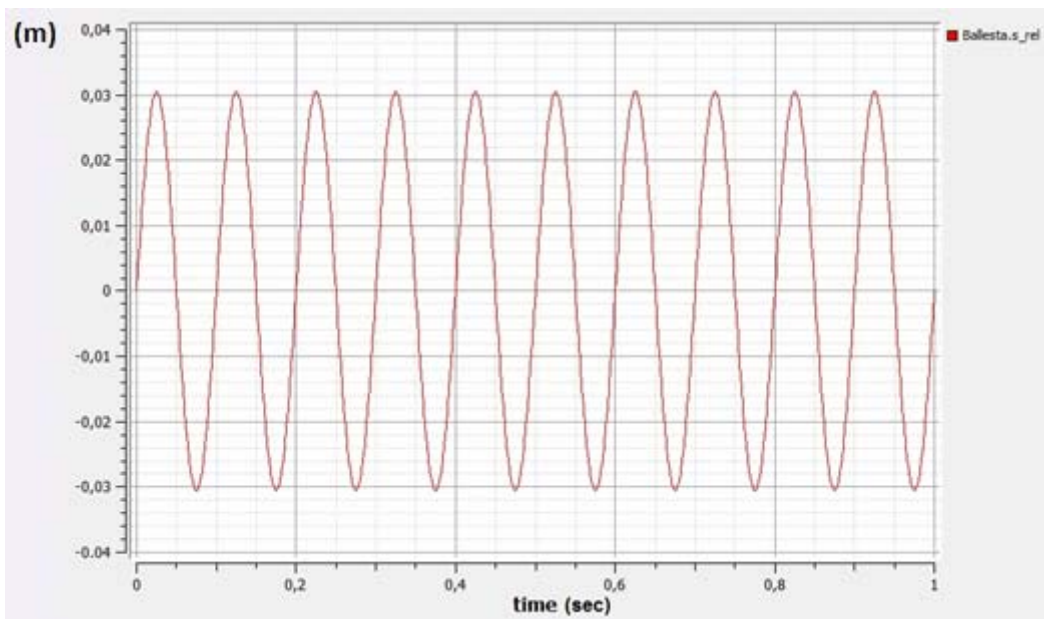


Figura 5.29. Gráfica de la posición de la ballesta respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de fuerza senoidal

6. Modelado de elementos en Simulink

Simulink es una plataforma para simulación multidominio y diseño basado en modelos de sistemas dinámicos. Proporciona un entorno gráfico interactivo y un conjunto de librerías de bloques personalizables que permiten diseñar, simular, implementar y probar una gran variedad de sistemas con variación temporal, entre los que se incluyen sistemas de comunicaciones, control, procesamiento de señales, vídeo e imagen [17].

6.1. Cilindro neumático

Para programar el cilindro neumático en Simulink, se despejan las ecuaciones usadas en Modelica para ir creando una sucesión de variables despejadas y llegar a las variables que nos interesen.

Se deben dejar las ecuaciones en función de las variables a hallar, si no se despejan, Simulink no hallará las variables, es más, en las ocasiones en las que las variables no tengan valor inicial se puede producir un error, producido por una división por 0 o un bucle. Las ecuaciones a despejar son las ecuaciones 4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5 y 4.6.

La ecuación 4.4 queda como:

$$V = V_0 - V_d \quad (Ec\ 5.1)$$

La ecuación 4.3 queda como:

$$\left(\frac{P_0}{P}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \cdot V_0 = V \quad (Ec 5.2)$$

La ecuación 4.1 se queda de la misma manera.

La ecuación 4.2 queda como:

$$\frac{F}{k} = \Delta x \quad (Ec 5.3)$$

La ecuación 4.5 queda como:

$$h = x_0 - \Delta x \quad (Ec 5.4)$$

La ecuación 4.6 queda de la misma manera.

En la figura 6.1 se observa el sistema modelado del cilindro adiabático en Simulink.

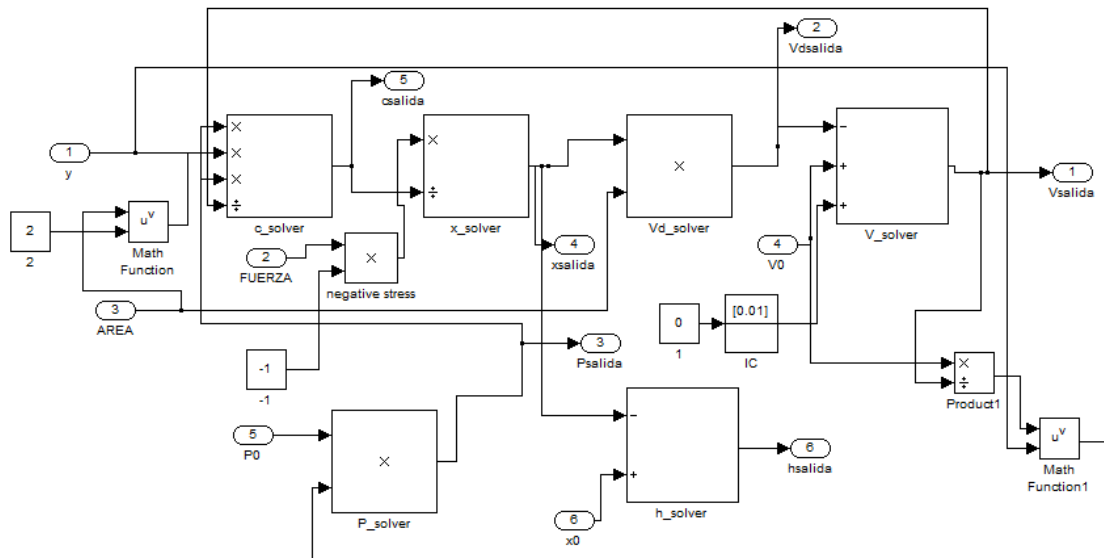


Figura 6.1. Subsistema cilindro adiabático dibujado en Simulink

6.1.1 Ejemplo con entrada de fuerza constante

Se pueden observar las conexiones del sistema cilindro adiabático con fuerza constante en la figura 6.2. Se incluye, en la entrada de la fuerza, una constante de $F = -100000N$. Esta entrada va variando en cada ejemplo, debido a que el resto de entradas del sistema (parámetros del cilindro) permanecen constantes.

Tras la simulación realizada en Simulink, y con los valores de los parámetros del cilindro iguales que en el caso de Modelica, entrando al sistema del cilindro adiabático, el resultado es el observado en la figura 6.2.

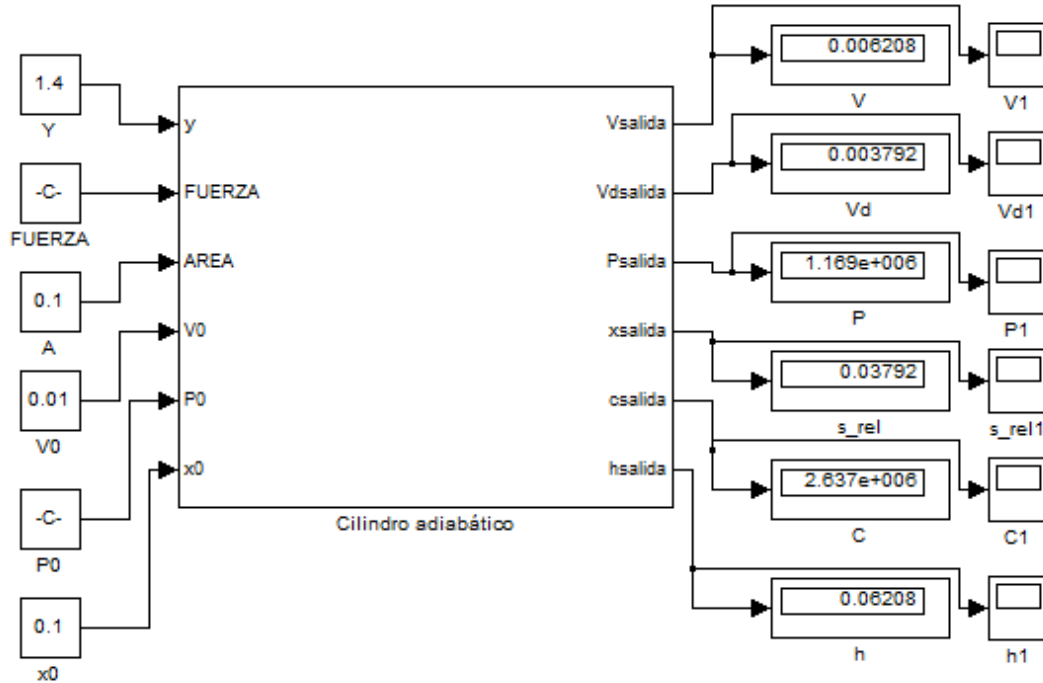


Figura 6.2. Conexiones de fuerza constante

A diferencia de Modelica, en Simulink para dar un valor inicial a una señal, en lugar de escribirlo en un comando a la hora de llamar al sistema *Cilindro Adiabático*, se crea una constante 0 y se le da un valor inicial, sumándolo a la ecuación que se quiera.

En este caso, se ha sumado 0 (más 0.01 m^3) a la variable volumen respecto al tiempo. Debido a ello, en un principio esta variable vale 0, pero luego toma los valores correspondientes correctos. En las gráficas se observa cómo todas las variables empiezan de 0 y en el primer ciclo de cálculo (1 décima) toma el valor correspondiente.

El valor de la posición final del cilindro es $h = 0.06208 \text{ m}$ y el valor de la posición del cilindro recorrida es $s_{rel} = 0.03792 \text{ m}$. Se observan las gráficas de estas posiciones con respecto al tiempo en la figura 6.3 y 6.4.

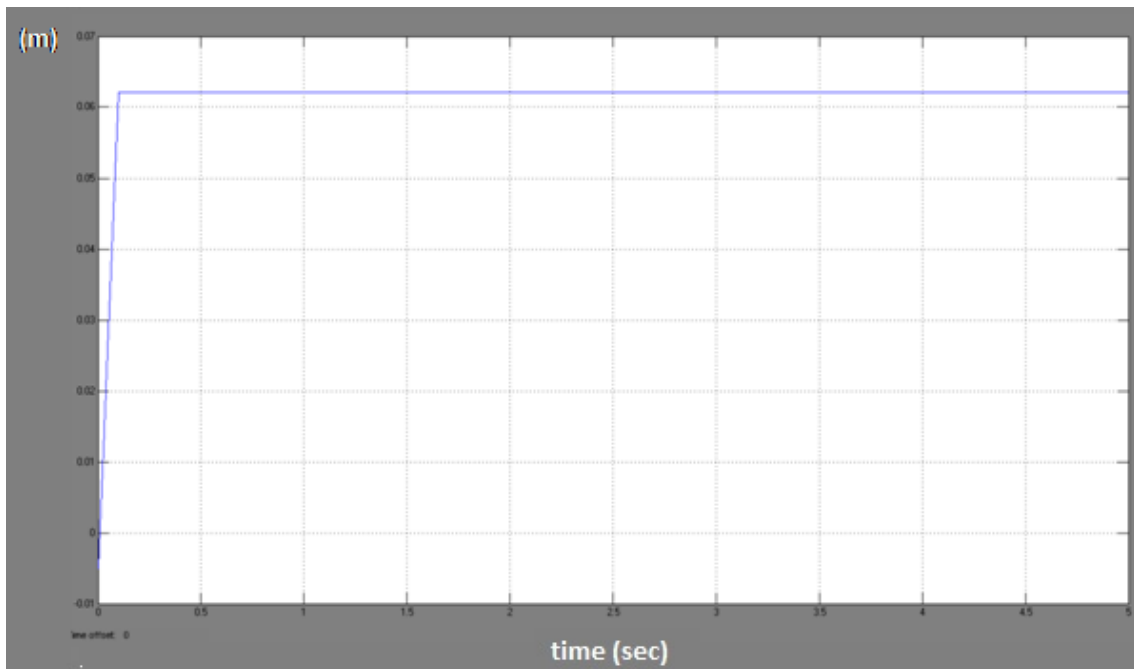


Figura 6.3. Gráfica de la posición h con respecto al tiempo

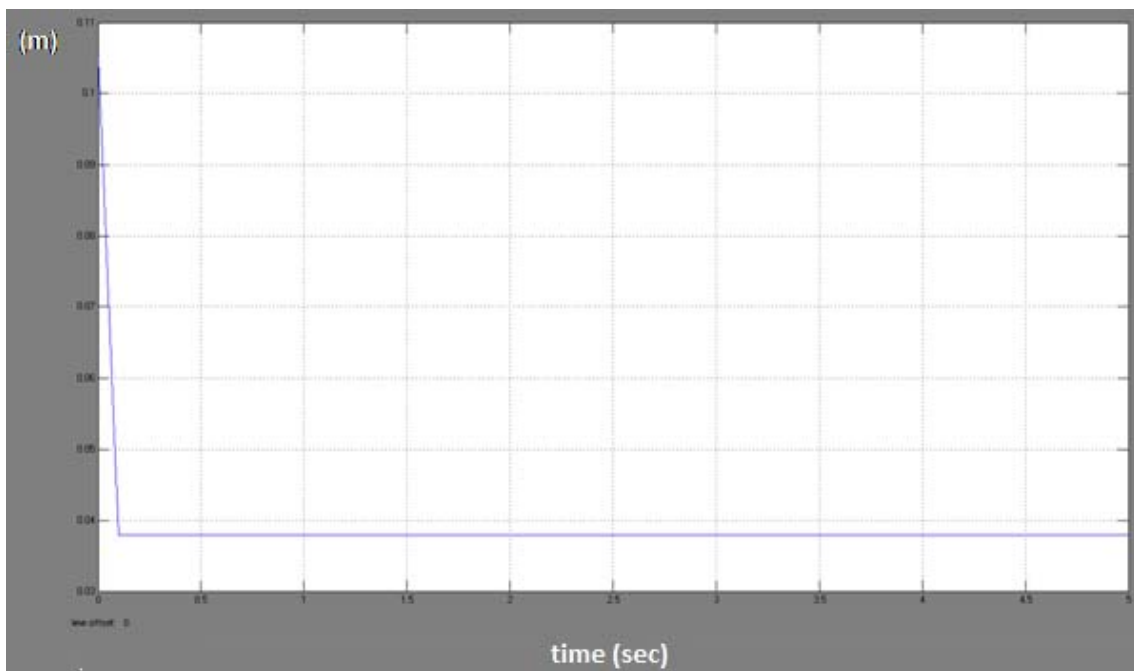


Figura 6.4. Gráfica de la posición $x(s_{rel})$ respecto al tiempo

El volumen final del cilindro es $V = 0.006208 \text{ m}^3$ y el deslizado es $V_d = 0.003792 \text{ m}^3$. Se observan las gráficas de estos volúmenes con respecto al tiempo en la figura 6.5 y en la 6.6.

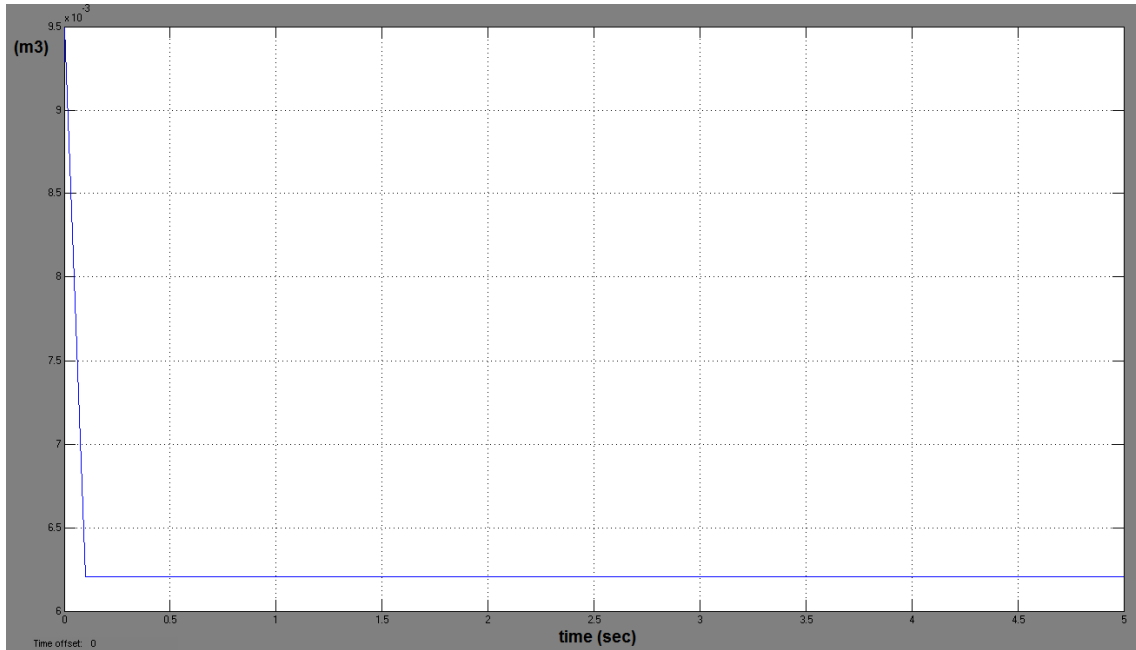


Figura 6.5. Gráfica del volumen con respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de fuerza constante

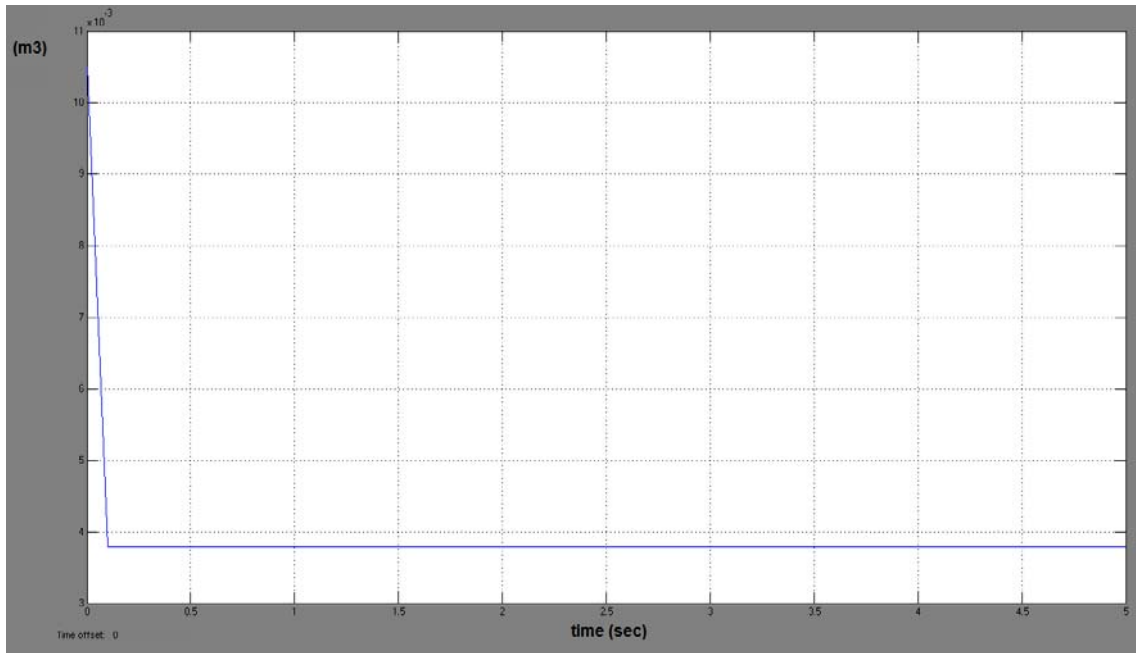


Figura 6.6. Gráfica del volumen deslizado con respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de fuerza constante

El valor de la presión del cilindro es $P = 1169000 \text{ Pa}$, se observa la gráfica de esta presión con respecto al tiempo en la figura 6.7.

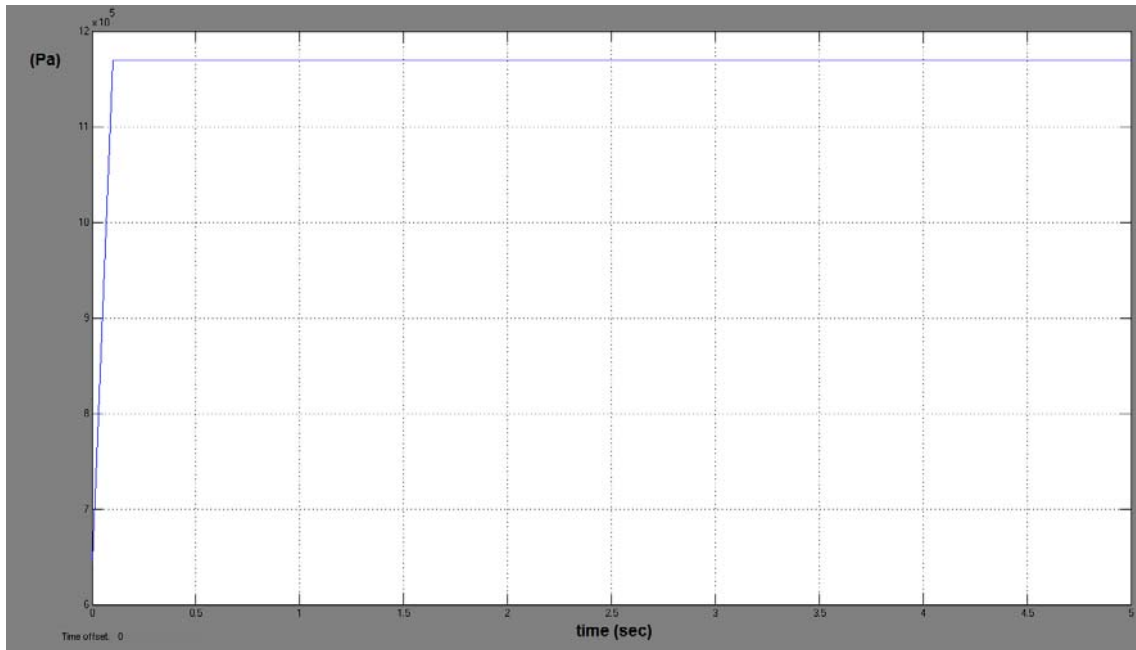


Figura 6.7. Gráfica de la presión con respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de fuerza constante

El valor de la constante de rigidez final del cilindro es $c = 2637000 \text{ N/m}$, se observa la gráfica de esta constante con respecto al tiempo en la figura 6.8.

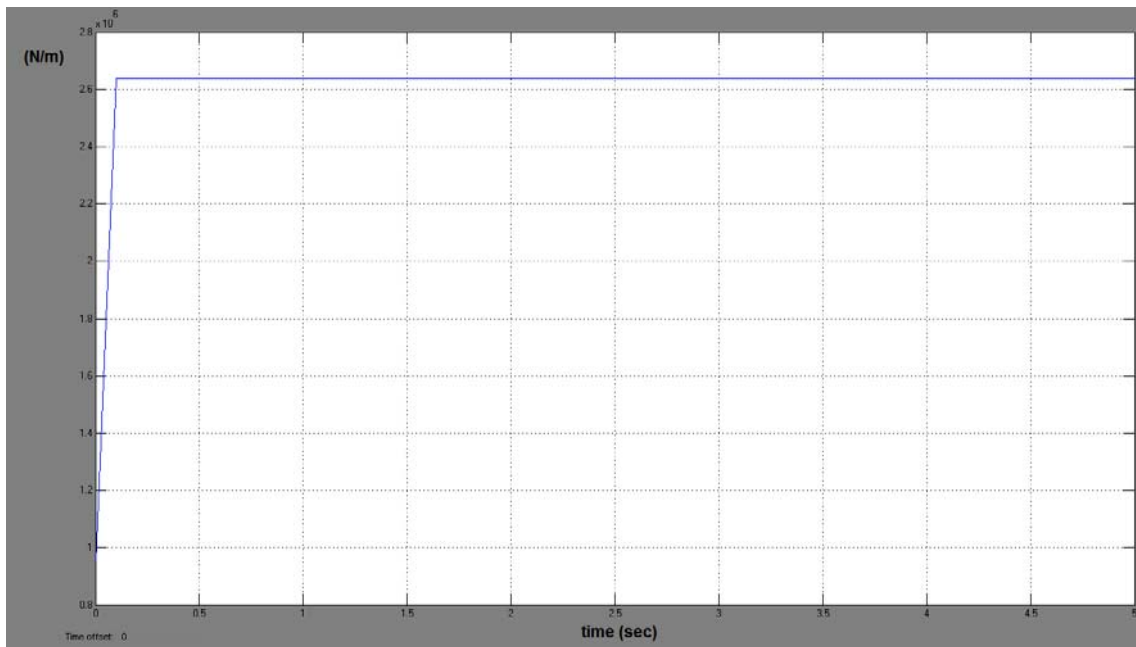


Figura 6.8. Gráfica de la constante de rigidez del cilindro con respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de fuerza constante

6.1.2 Ejemplo con entrada de rampa de fuerza

Se pueden observar las conexiones del sistema cilindro adiabático con fuerza de rampa en la figura 81. En el caso de la rampa de fuerza se incluye una función de rampa con el valor de la pendiente, en este caso $F = -20000 \text{ N}$, de tal manera que a los 5 segundos la fuerza sea de $F = -100000 \text{ N}$, al igual que Modelica.

Tras la simulación realizada en Simulink, y con los valores de los parámetros del cilindro iguales que en el caso de Modelica, el resultado es el mostrado en la figura 6.9.

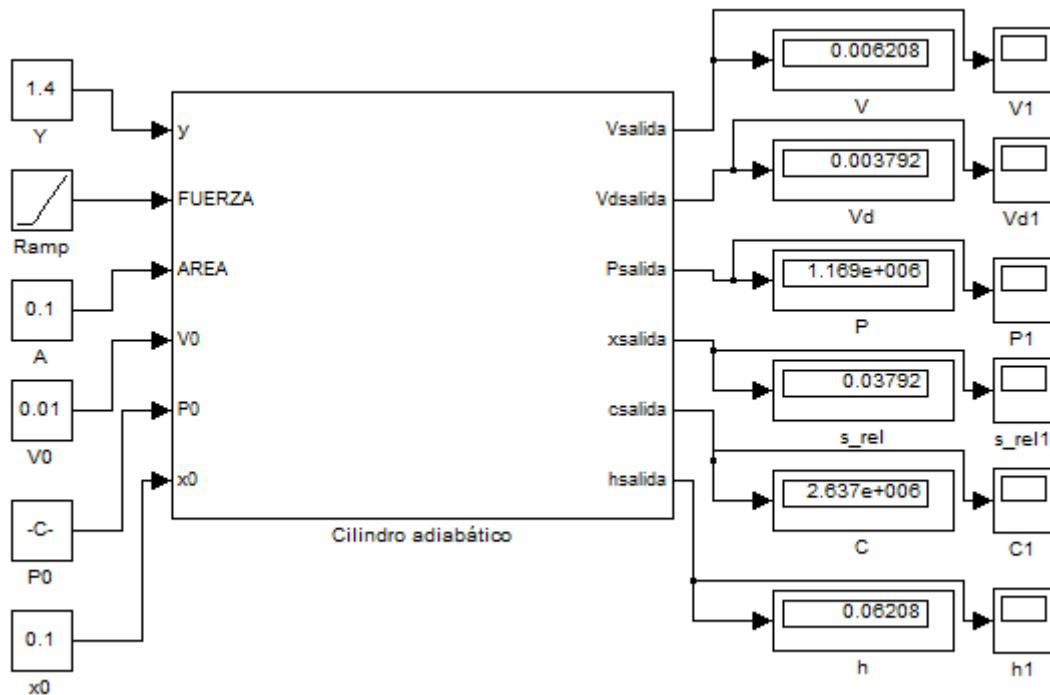


Figura 6.9. Conexiones de entrada de rampa de fuerza

El valor de la posición final del cilindro es $h = 0.06208 \text{ m}$ y el valor del cilindro deslizado es $s_{rel} = 0.03792 \text{ m}$. Se observan las gráficas de estas posiciones con respecto al tiempo en la figura 6.10 y 6.11.

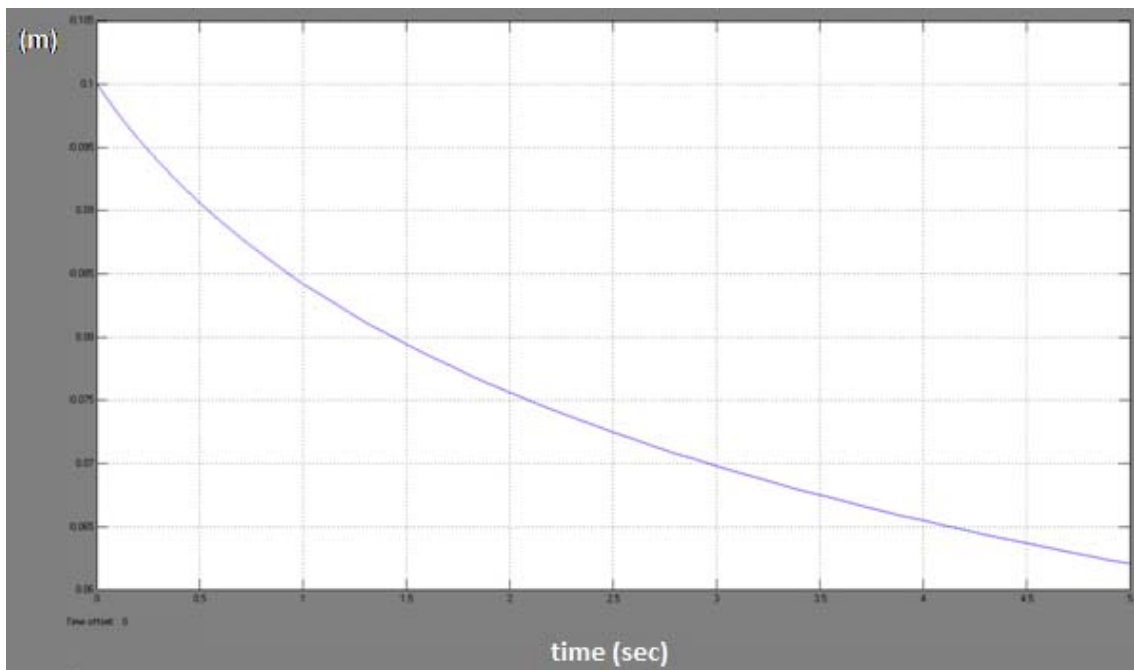


Figura 6.10. Gráfica de la posición h con respecto al tiempo en el ejemplo de rampa de fuerza

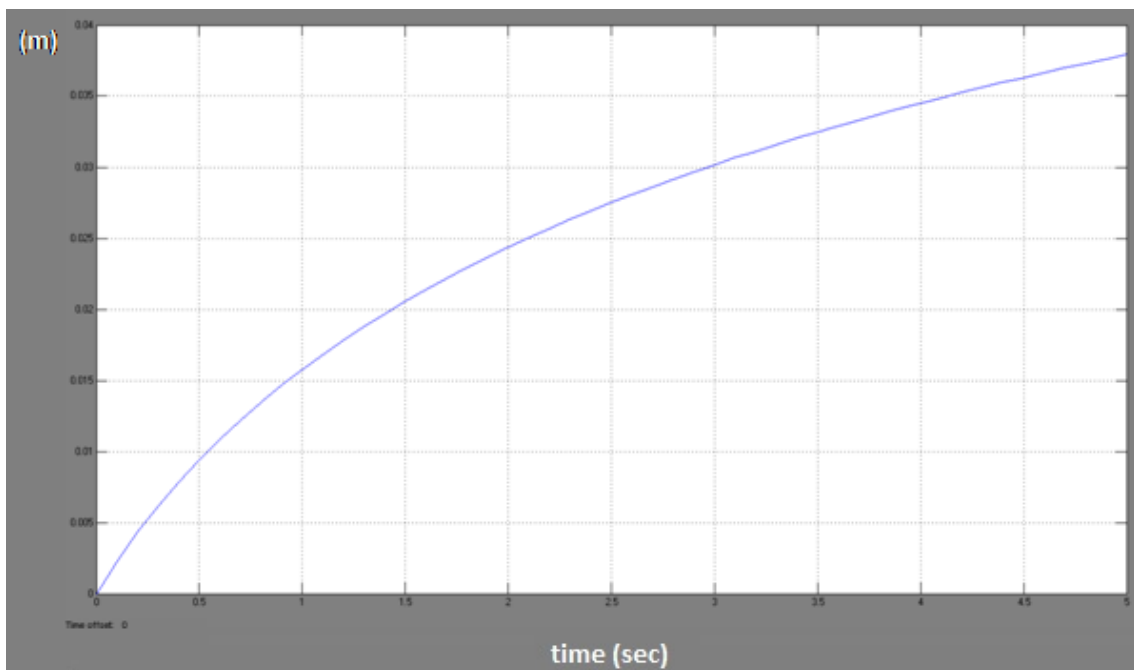


Figura 6.11. Gráfica de la posición $x(s_{rel})$ respecto al tiempo en el ejemplo de rampa de fuerza

El volumen final del cilindro es $V = 0.006208 \text{ m}^3$, y el deslizado es $V_d = 0.003792 \text{ m}^3$. Se observan las gráficas de estos volúmenes con respecto al tiempo en la figura 6.12 y en la 6.13.

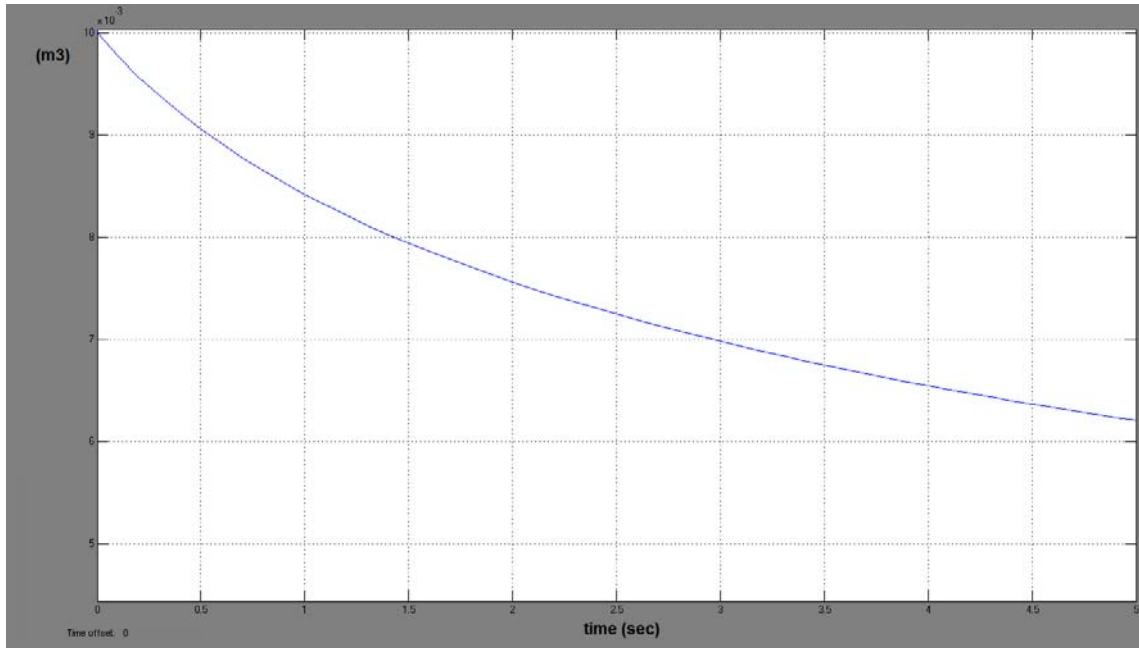


Figura 6.12. Gráfica del volumen con respecto al tiempo

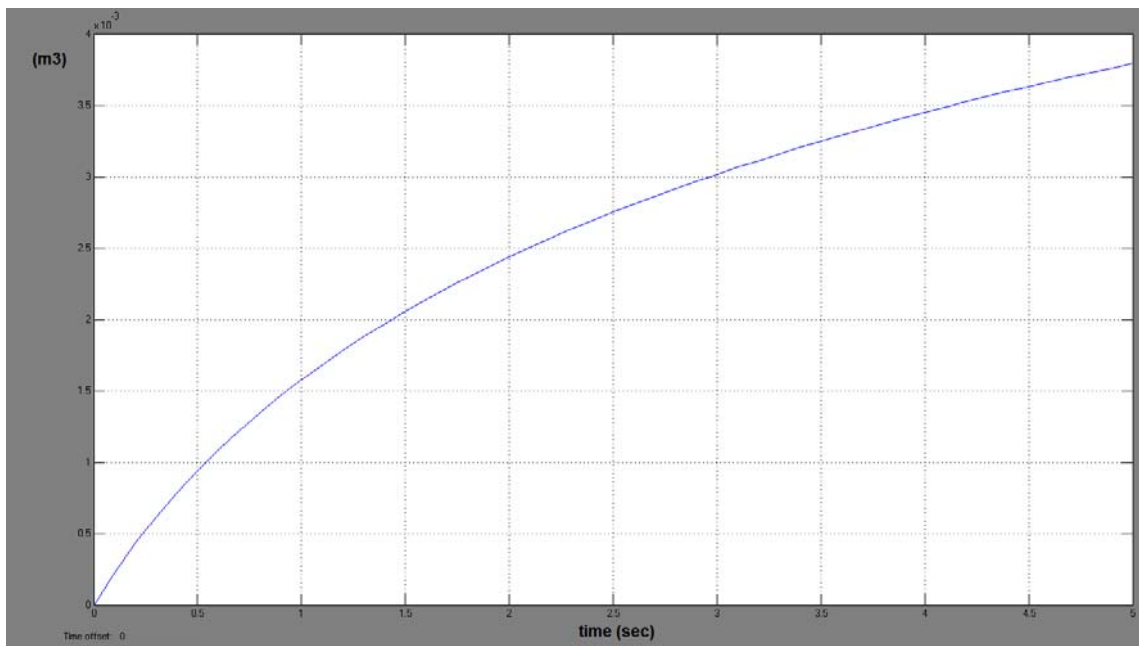


Figura 6.13. Gráfica del volumen comprimido con respecto al tiempo

El valor de la presión final del cilindro es $P = 1169000 \text{ Pa}$, se observa la gráfica de esta presión con respecto al tiempo en la figura 6.14.

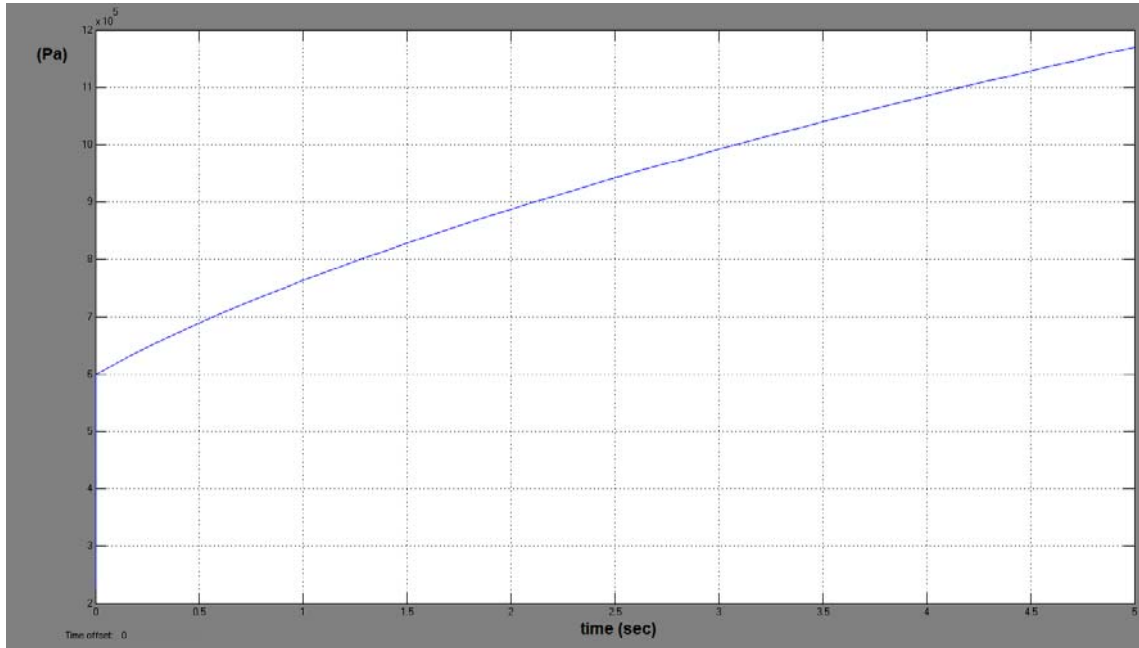


Figura 6.14. Gráfica de la presión con respecto al tiempo

El valor de la constante de rigidez final del cilindro es $c = 2637000 \text{ N/m}$, se observa la gráfica de esta constante con respecto al tiempo en la figura 6.15.

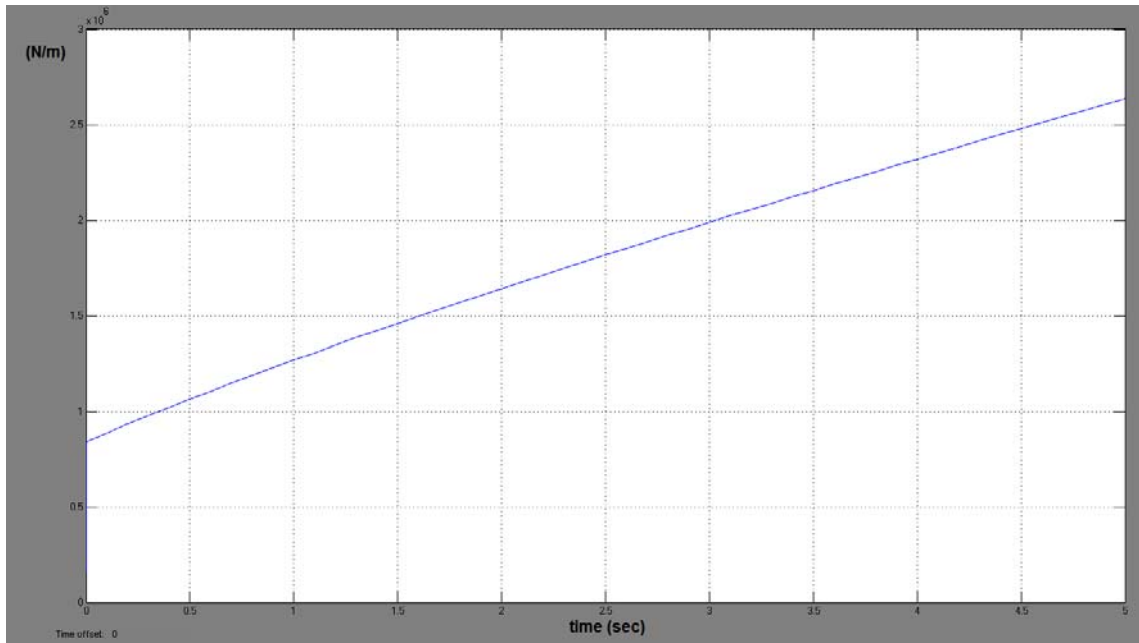


Figura 6.15. Gráfica de la constante de rigidez del cilindro con respecto al tiempo

6.1.3 Ejemplo con entrada de rampa de deslizamiento

Se pueden observar las conexiones del sistema cilindro adiabático con entrada de rampa de deslizamiento en la figura 6.16. En el caso del desplazamiento de rampa se incluye una función de rampa con el valor de la pendiente, en este caso $s_{rel} = 0.007584 \text{ m}$, para así conseguir un valor a los 5 segundos de $s_{rel} = 0.03792 \text{ m}$.

Tras la simulación realizada en Simulink, y con los valores de los parámetros del cilindro iguales que en el caso de Modelica.

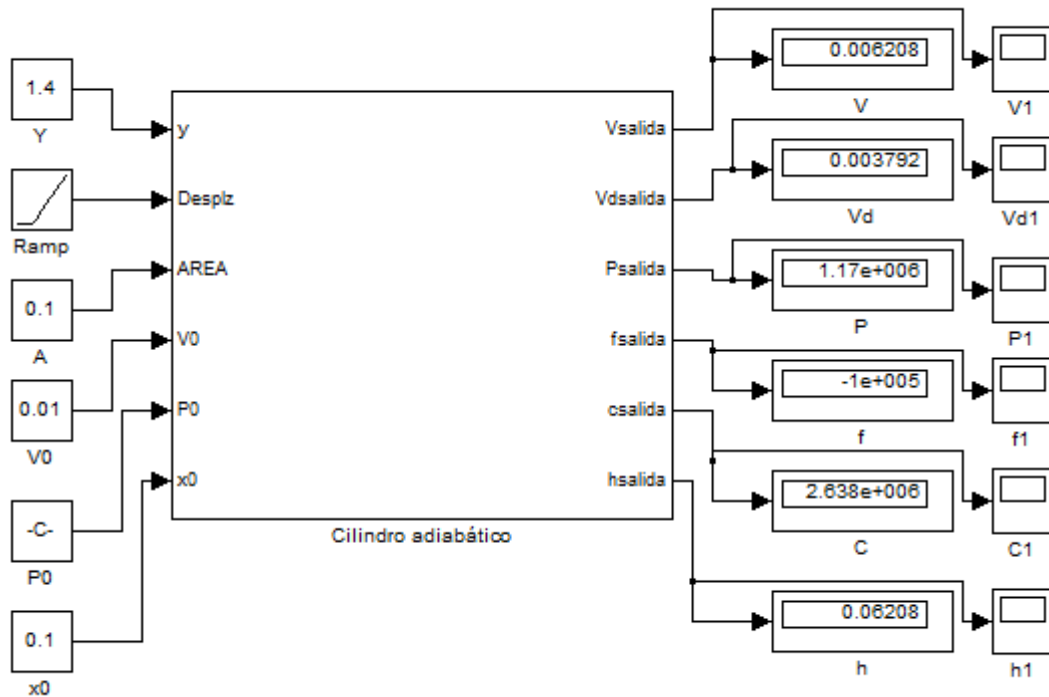


Figura 6.16. Conexiones de entrada de rampa de fuerza

El valor de la posición final del cilindro es $h = 0.06208 \text{ m}$ y el valor del cilindro deslizado es $s_{rel} = 0.03792 \text{ m}$ (como le indicamos en la entrada). Se observan las gráficas de estas posiciones con respecto al tiempo en la figura 6.17 y 6.18.

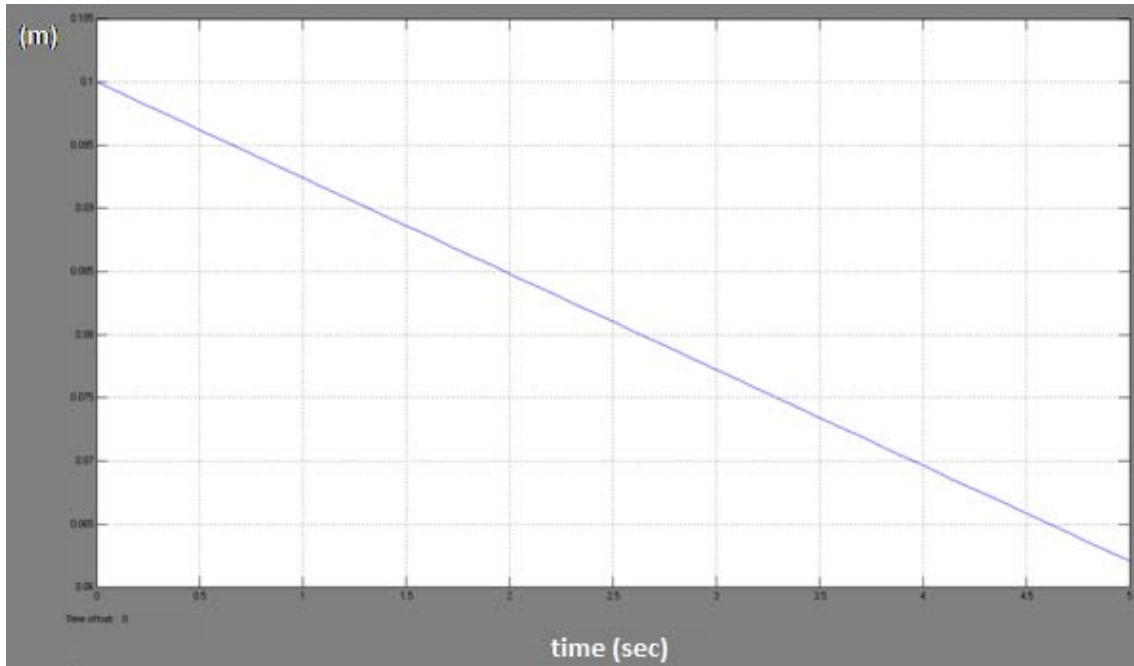


Figura 6.17. Gráfica de la posición h con respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de rampa de desplazamiento

El volumen final del cilindro es $V = 0.006208 \text{ m}^3$, y el deslizado es $V_c = 0.003792 \text{ m}^3$. Se observan las gráficas de estos volúmenes con respecto al tiempo en la figura 6.18 y en la 6.19.

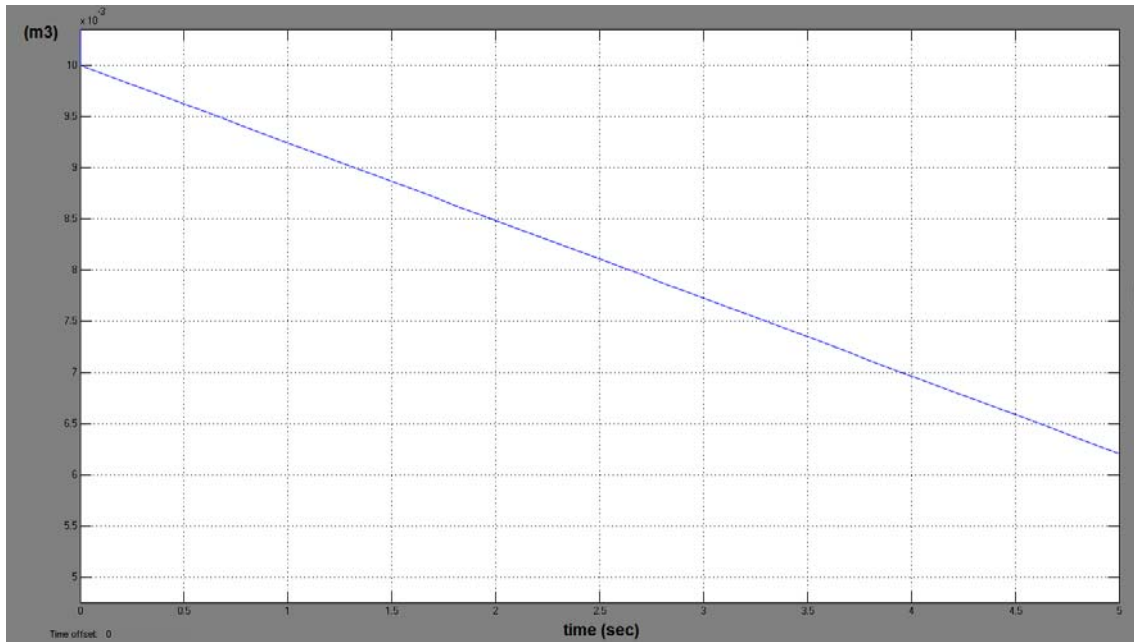


Figura 6.18. Gráfica del volumen con respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de rampa de desplazamiento

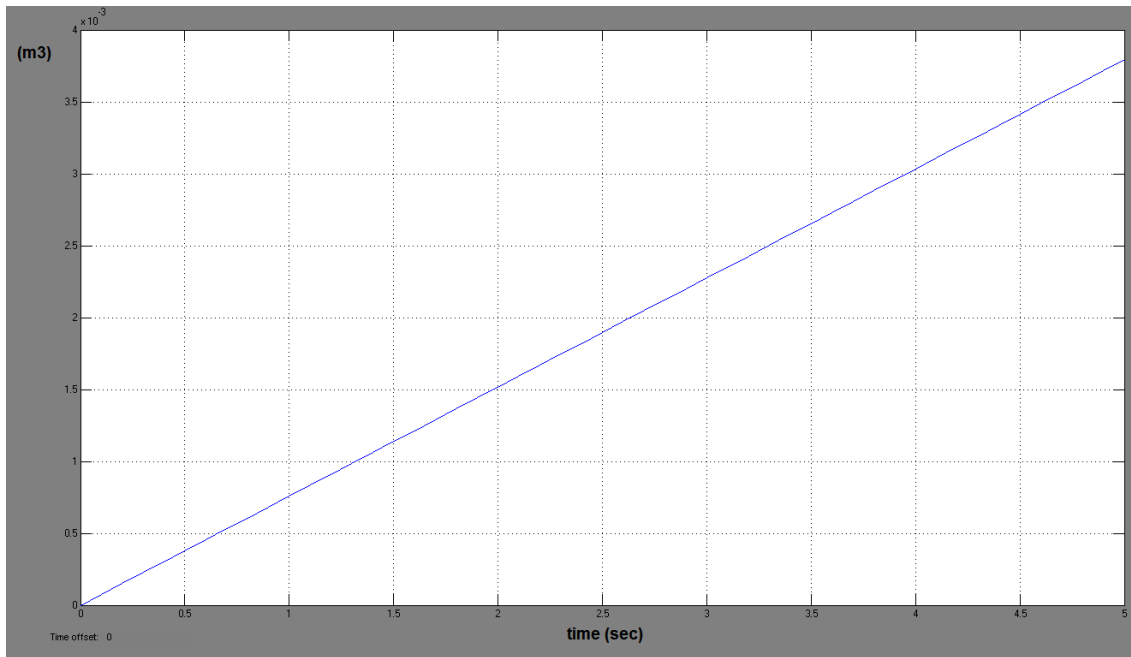


Figura 6.19. Gráfica del volumen deslizado con respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de rampa de deslizamiento

El valor de la presión final del cilindro es $P = 1170000$ Pa, se observa la gráfica de esta presión con respecto al tiempo en la figura 6.20.

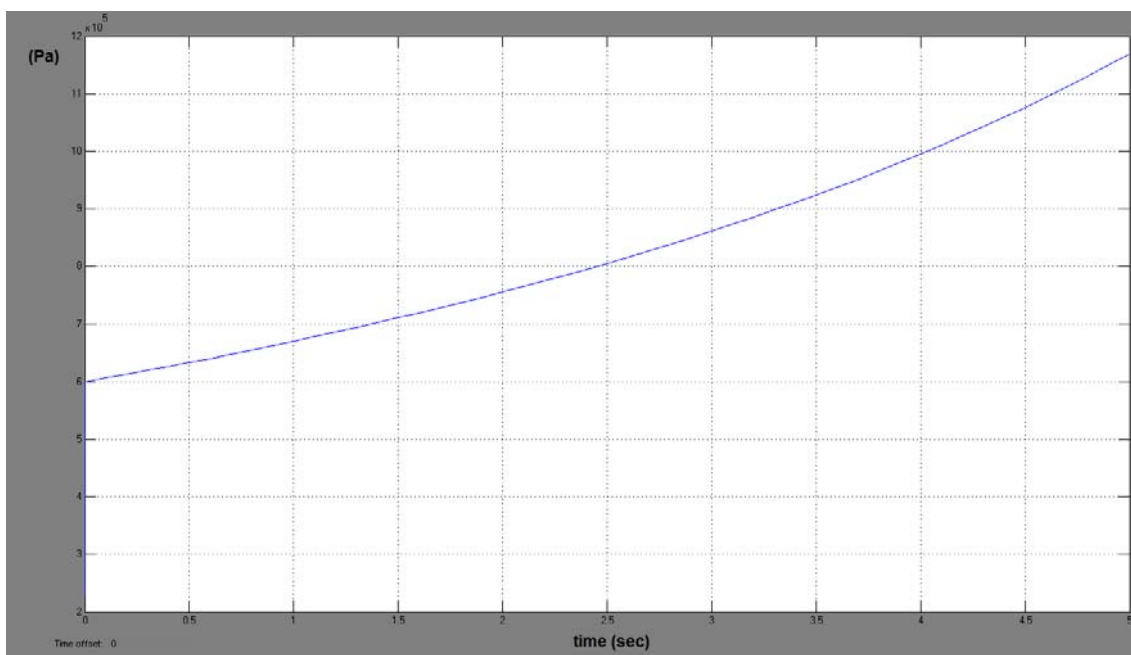


Figura 6.20. Gráfica de la presión con respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de rampa de deslizamiento

El valor de la constante de rigidez final del cilindro es $c = 2638000 \text{ N/m}$, se observa la gráfica de esta constante con respecto al tiempo en la figura 6.21.

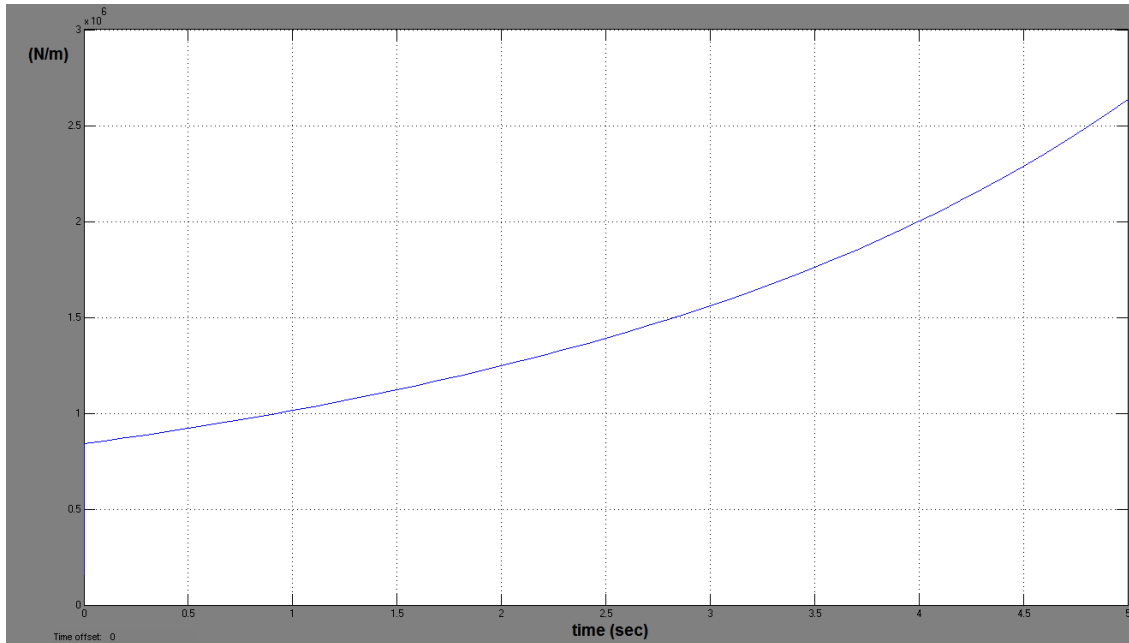


Figura 6.21. Gráfica de la constante de rigidez del cilindro con respecto al tiempo en el ejemplo de entrada de rampa de deslizamiento

6.2 Ballesta

Para programar la ballesta en Simulink se modela un sistema de conexiones para conseguir que Simulink calcule el desplazamiento de la ballesta, con la ecuación 4.3.

En el caso de la ballesta, el sistema llamado ballesta tendrá siete entradas sin incluir las constantes, y una única salida: el desplazamiento.

Las entradas del subsistema son:

- N , n , b , e , E , L y la fuerza F .

La salida es el desplazamiento de la ballesta.

Se puede observar el subsistema de la ballesta en la figura 6.23.

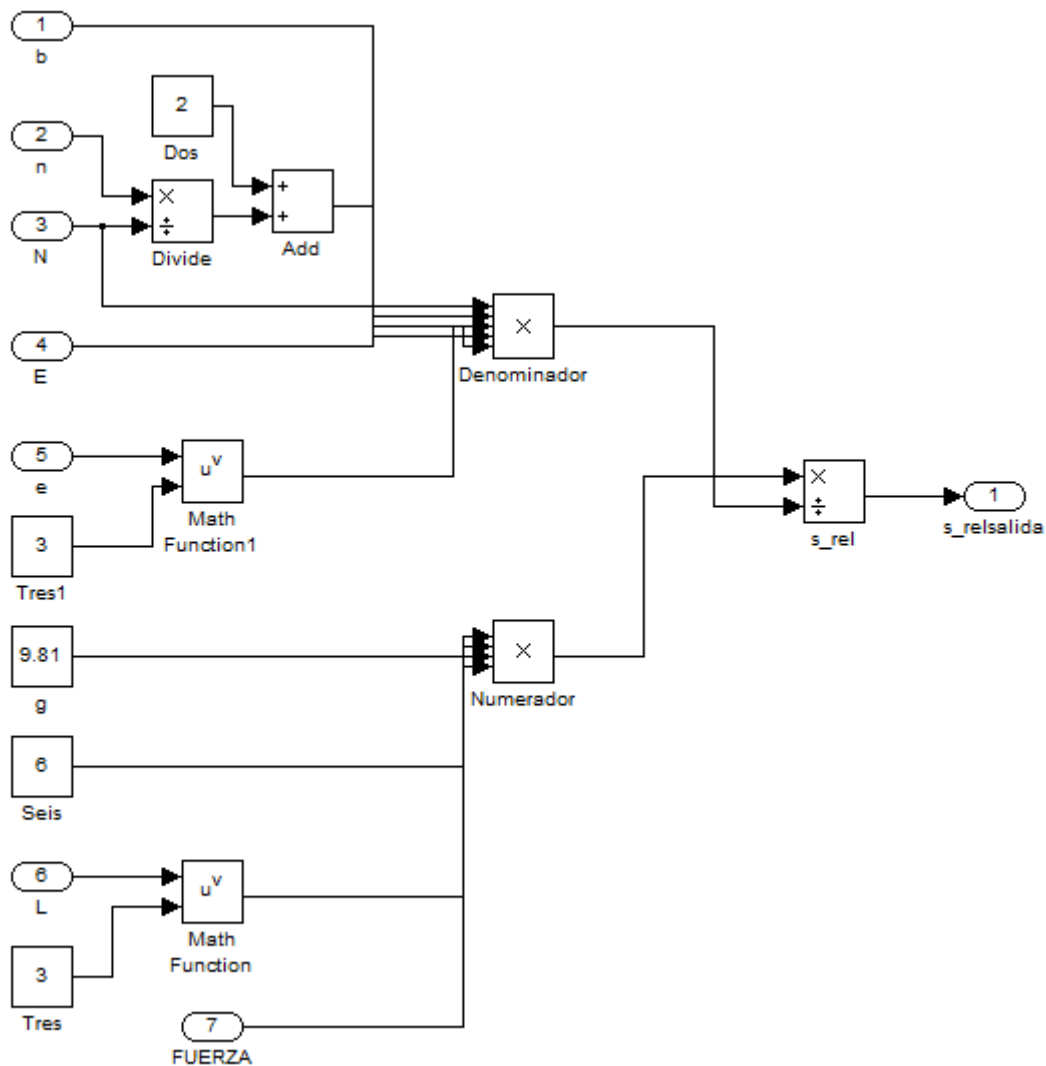


Figura 6.22. Esquema del sistema ballesta

6.2.1 Ejemplo con fuerza constante

Se pueden observar las conexiones del sistema ballesta en la figura 6.24. Se incluye, en la entrada de la fuerza, una constante de $F = -10000N$.

Tras la simulación realizada en Simulink y con los valores de los parámetros iguales que en el caso de Modelica, el resultado es el mostrado en la figura 6.24.

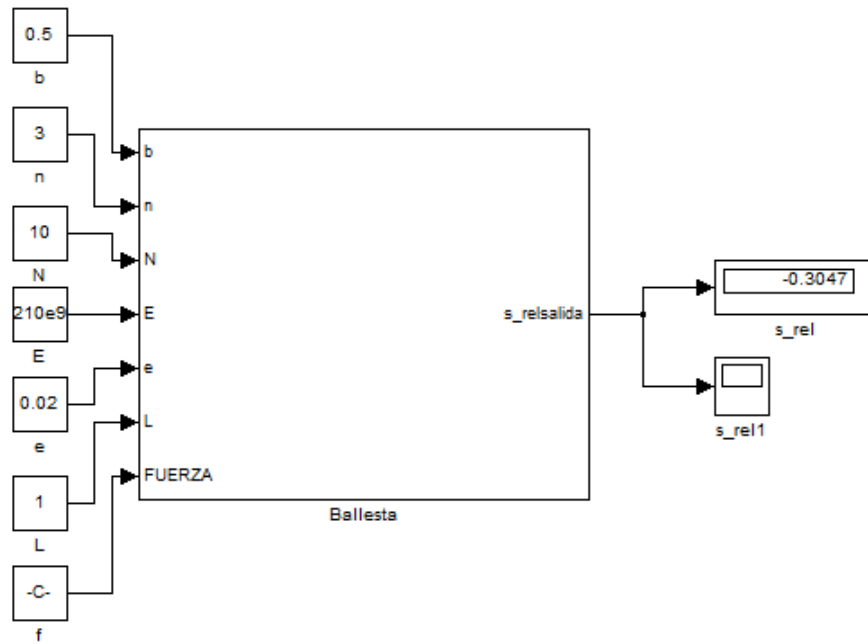


Figura 6.23. Conexiones de la ballesta con fuerza constante

El valor del desplazamiento es $x = -0.03047 \text{ m}$, negativo debido a que la fuerza es negativa también. El desplazamiento es constante, como se puede comprobar en la figura 6.25.

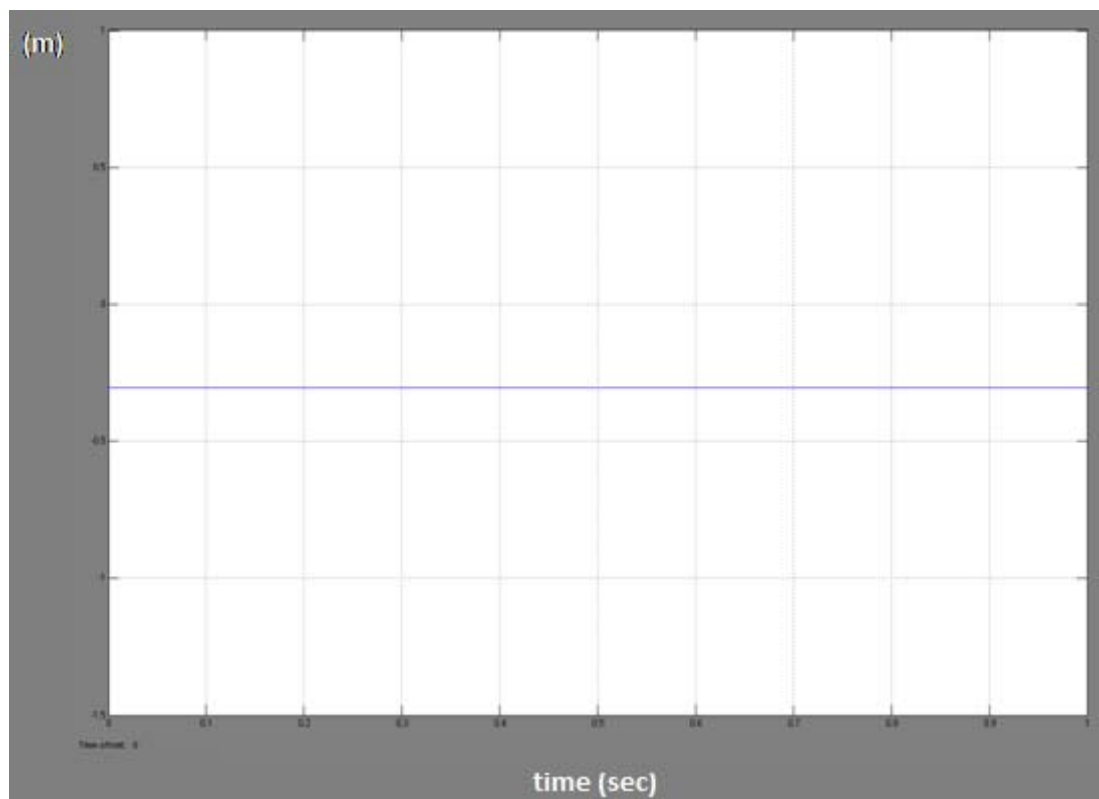


Figura 6.24. Desplazamiento de la ballesta en función del tiempo en el ejemplo de fuerza constante

6.2.2 Ejemplo con entrada de rampa de fuerza

Se puede observar las conexiones del sistema ballesta en la figura 6.26. En el caso de fuerza en rampa se incluye en la entrada de la fuerza una función rampa de valor $-10000N$ a los 5 segundos. Tras la simulación realizada en Simulink y con los valores de los parámetros iguales que en el caso anterior, el resultado es el siguiente:

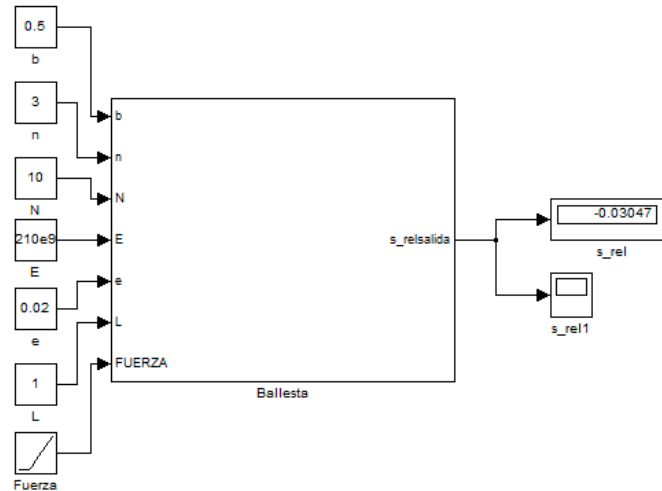


Figura 6.25. Esquema del ejemplo de ballesta con fuerza de rampa

El valor del desplazamiento final es $X = -0.03047$ m, negativo debido a que la fuerza es negativa también, e igual que en el caso de fuerza constante, ya que el valor último de la fuerza es $F = -10000N$.

Para indicar a Simulink que se quiere realizar una fuerza de rampa se debe indicar el valor en el apartado *Slope*, en este caso, puesto que se trata de una simulación de 5 segundos, en *Slope* se escribe $-2000N$, y en *Start Time* se deja en blanco (por defecto es 0). De este modo se consigue que a los 5 segundos el valor de la fuerza ejercida sea $F = -10000N$.

Se puede observar la función del desplazamiento de la ballesta haciendo doble click en *Slope*.

La figura 6.27 muestra el desplazamiento de la ballesta en función del tiempo.

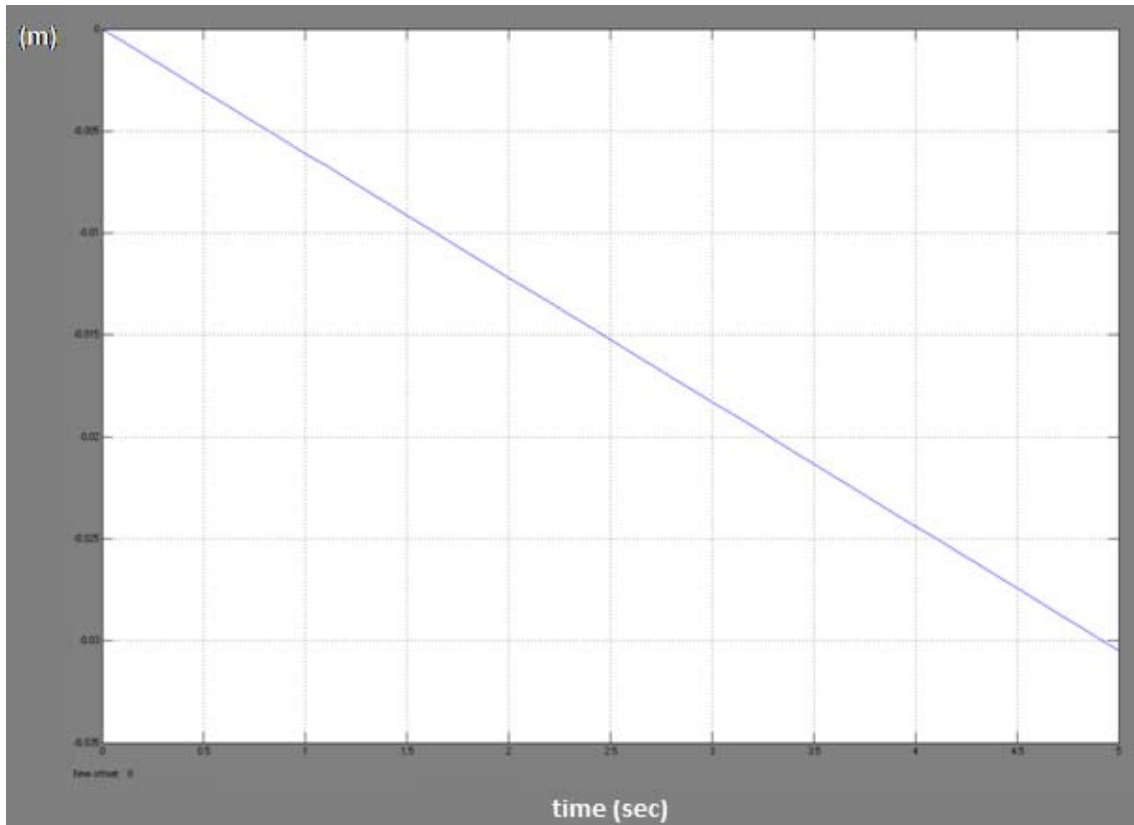


Figura 6.26. Función del desplazamiento de la ballesta con fuerza de rampa

Simulink muestra la función en color amarillo sobre fondo negro, por eso en este proyecto se muestran las figuras de *Simulink* invertidas en color. De todos modos, se puede cambiar los colores con los que trabaja el *Scope*, pero es más complicado que invertir los colores con un editor de imágenes.

6.2.3 Ejemplo con entrada de rampa de posición

Para poder realizar este ejemplo se debe crear un nuevo sistema ballesta, llamado ballesta2. En este sistema la ecuación 4.3 se cambia para despejar F y así, sabiendo el desplazamiento se halla F .

La ecuación es la siguiente:

$$F = \frac{\left(2 + \frac{n}{N}\right) \cdot E \cdot N \cdot b \cdot e^3 \cdot x}{6 \cdot g \cdot L^3} \quad (\text{Ec } 5.5)$$

Se puede observar las conexiones del sistema Ballesta 2 en la figura 6.28.

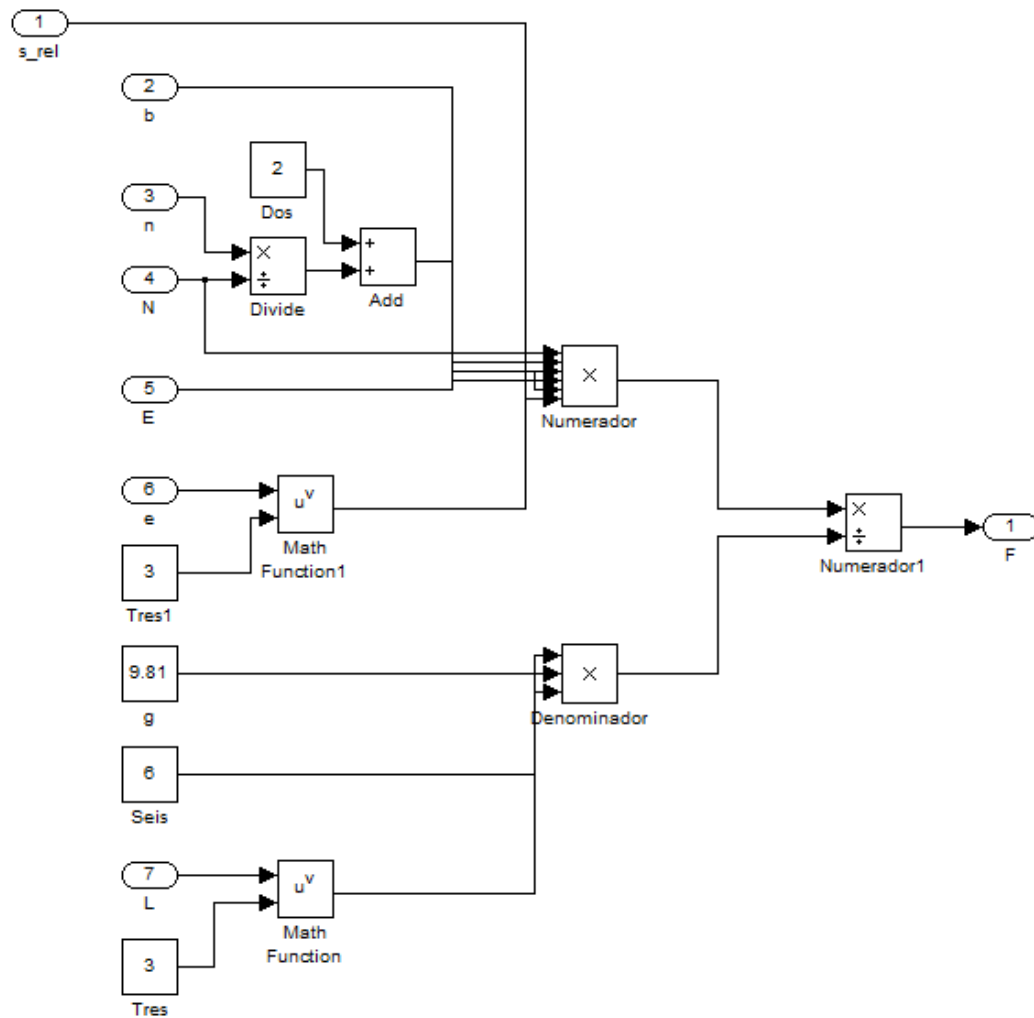


Figura 6.27. Esquema de la ballesta 2

En el caso del desplazamiento en rampa se incluye una función rampa de valor $s_{rel} = -0.0305m$ a los cinco segundos. Se elige este valor, el mismo que se eligió en Modelica en este mismo caso.

Tras la simulación realizada en Simulink y con los valores de los parámetros iguales que en el caso anterior, el resultado es el de la figura 6.29.

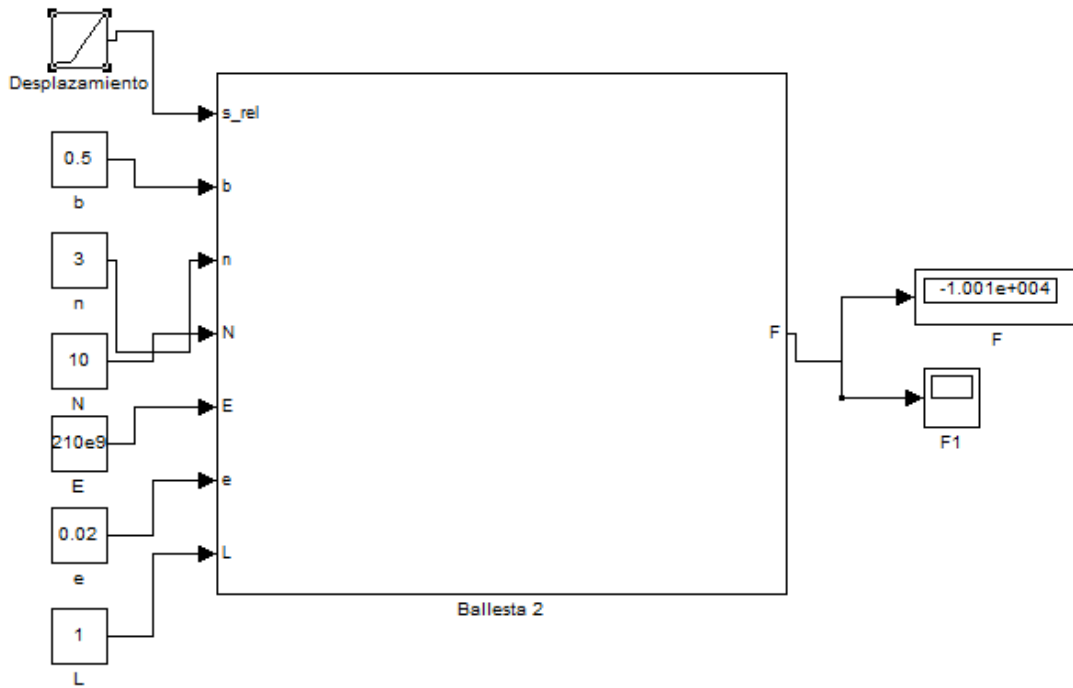


Figura 6.28. Esquema del ejemplo de ballesta con desplazamiento de rampa

El valor de la fuerza final es $F = -10010N$, negativo debido a que el desplazamiento es negativo también, e igual que en el caso de fuerza en rampa, ya que el valor último del desplazamiento es $X = -0.0305m$ para una fuerza $F = -10010N$.

En este caso, el valor en el apartado *Slope* es $X = -0.0061 m$. De este modo se consigue que a los 5 segundos el valor del desplazamiento sea $X = -0.0305 m$.

Se puede observar la función de la fuerza de la ballesta haciendo doble click en Slope. Se observa en la figura 6.30.

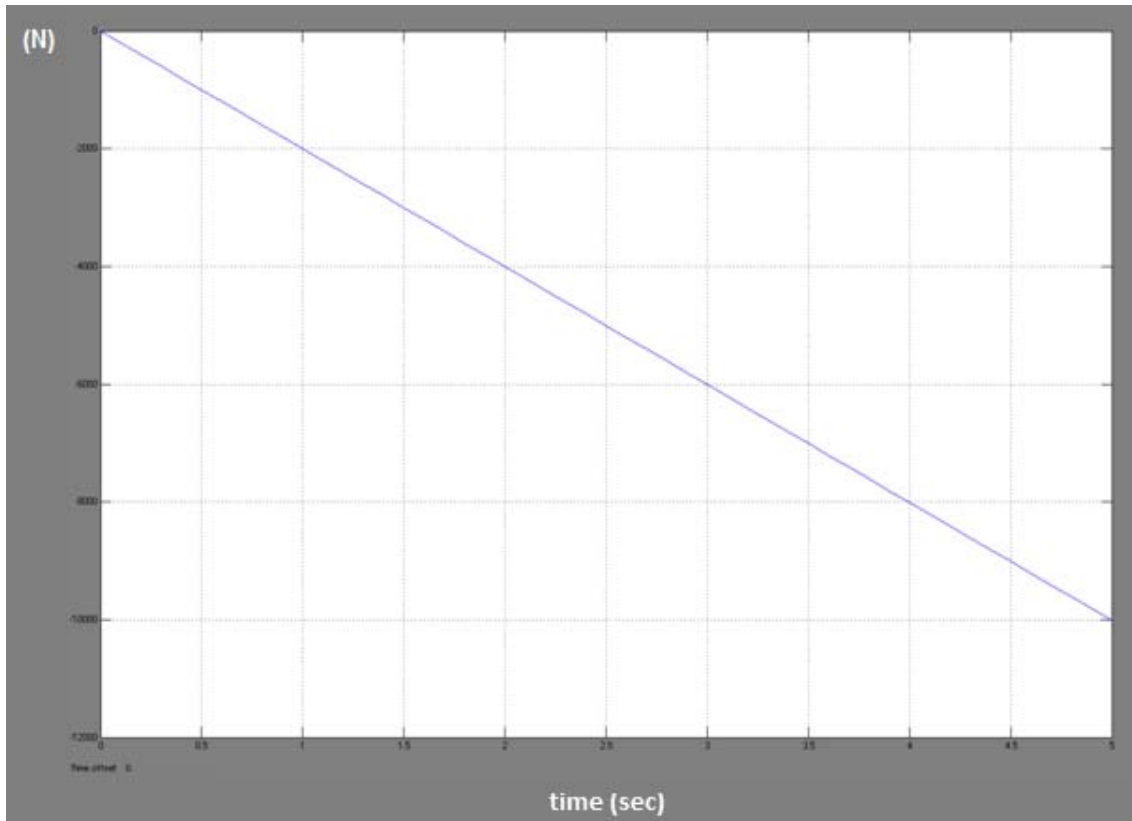


Figura 6.29. Función del desplazamiento de la ballesta con fuerza de rampa

6.2. Bogie modelo ½ tipo 1

Este modelo consta de un apoyo inicial, las ruedas del bogie, que van unidas a la masa suspendida del bogie mediante la suspensión primaria. La masa suspendida, a su vez, va unida al vehículo ferroviario mediante la suspensión secundaria.

En primer lugar, se modela el bogie con suspensión primaria y secundaria de muelles helicoidales y amortiguador. En segundo lugar se sustituye la suspensión secundaria de resorte por una ballesta, manteniendo el amortiguador. Y, por último, se sustituye la ballesta elástica de la suspensión secundaria por un cilindro neumático, manteniendo igualmente el amortiguador.

El perfil del bogie muestra la distancia entre las ruedas, así como la altura de la masa suspendida y del vehículo ferroviario.

En la simulación, el bogie estará circulando a la velocidad expuesta en la tabla 6.2, circulando por una vía con irregularidades periódicas.

Estas irregularidades provocan reacciones en la suspensión del bogie, que a su vez se transmiten al vehículo ferroviario. Las variables a calcular son: la aceleración del vehículo ferroviario, tanto tangencial como angular; la velocidad del vehículo ferroviario y los bogies, así como el desplazamiento de los mismos en el tiempo.

6.2.1. Ecuaciones que rigen el movimiento del bogie

Las ecuaciones que rigen la suspensión de un bogie modelo ½ tipo 1 se expresan a continuación.

La ecuación 6.6 obtiene la aceleración tangencial del vehículo ferroviario:

$$m_V \cdot a_V = -K_S \cdot (x_V - L_2 \cdot \theta - x_{BF}) - C_S \cdot (v_V - L_2 \cdot \omega - v_{BF}) - K_S \cdot (x_V + L_2 \cdot \theta - x_{BR}) - C_S \cdot (v_V - L_2 \cdot \omega - v_{BR}) \quad (Ec 6.6)$$

donde:

- m_V es la masa del vehículo ferroviario, [kg].
- K_S es la constante de rigidez de la suspensión secundaria, [N/m].
- C_S es la constante amortiguadora de la suspensión secundaria, [N·s/m].
- L_2 es la longitud entre el centro de gravedad del vehículo ferroviario y el eje trasero, [m].
- θ es el ángulo girado del vehículo ferroviario, [rad].
- x_V es la altura del vehículo ferroviario respecto de la vía, [m].
- x_{BF} es la altura del bogie delantero respecto de la vía, [m].
- x_{BR} es la altura del bogie trasero respecto de la vía, [m].
- v_V es la velocidad del vehículo ferroviario, [m/s].
- v_{BF} es la velocidad del bogie delantero, [m/s].
- v_{BR} es la velocidad del bogie trasero, [m/s].
- ω es la velocidad angular del vehículo ferroviario, [rad/s].
- a_V es la aceleración del vehículo ferroviario, [m].

La ecuación 6.7 obtiene la aceleración angular, velocidad angular del vehículo ferroviario:

$$J_V \cdot \alpha = L_2 \cdot (K_S \cdot (x_V - L_2 \cdot \theta - x_{BF}) - C_S \cdot (v_V - L_2 \cdot \omega - v_{BF}) - K_S \cdot (x_V + L_2 \cdot \theta - x_{BR}) - C_S \cdot (v_V - L_2 \cdot \omega - v_{BR})) \quad (Ec 6.7)$$

donde:

- J_V es el momento de inercia del vehículo ferroviario en la dirección del desplazamiento, [kg·m²].
- α es la aceleración angular del vehículo ferroviario, [rad/s²].

La ecuación 5.8 obtiene la aceleración del bogie delantero:

$$m_B \cdot a_{BF} = K_S \cdot (x_V - L_2 \cdot \theta - x_{BF}) + C_S \cdot (v_V - L_2 \cdot \omega - v_{BF}) - K_P \cdot (x_{BF} - x_{RR}) - C_P \cdot (v_{BF} - v_{RF}) \quad (Ec\ 6.8)$$

donde:

- m_B es la masa del bogie, [kg].
- K_P es la constante de rigidez de la suspensión primaria, [N/m].
- C_P es la constante amortiguadora de la suspensión primaria, [N·s/m]. Normalmente esta amortiguación es 0.
- a_{BF} es la aceleración del bogie delantero, [m/s²].
- x_{RF} es la altura de la vía bajo el bogie delantero, (excitación vertical), [m].
- v_{RF} es la velocidad de la vía en el momento en que pasa el bogie delantero, [m/s].

La ecuación 6.9 obtiene la aceleración del bogie trasero:

$$m_B \cdot a_{BR} = K_S \cdot (x_V - L_2 \cdot \theta - x_{BR}) + C_S \cdot (v_V - L_2 \cdot \omega - v_{BR}) - K_P \cdot (x_{BR} - x_{RR}) - C_P \cdot (v_{BR} - v_{RR}) \quad (Ec\ 6.9)$$

donde:

- a_{BR} es la aceleración del bogie trasero, [m/s²].
- x_{RR} es la altura de la vía bajo el bogie trasero, (excitación vertical), [m].
- v_{RR} es la velocidad de la vía en el momento en que pasa el bogie trasero, [m/s].

Hay 4 ecuaciones, pero no se conocen los parámetros del vehículo ferroviario (6 incógnitas) ni de los bogies (2 incógnitas cada uno). Las excitaciones de la vía son las entradas del sistema, que provocarán oscilaciones del vehículo ferroviario y los bogies.

Para resolver este problema, se programa el vehículo ferroviario en Simulink y se resuelve con las ecuaciones diferenciales, mediante el resolutor DAE *Dormand-Prince*.

6.2.2. Irregularidades periódicas de la vía

Las irregularidades de la vía son debidas a defectos de construcción de los raíles, al desgaste y a un posible mal mantenimiento. Estas irregularidades modifican de forma significativa el movimiento del tren y causan un importante impacto dinámico [6].

Si la excitación vertical del eje frontal del bogie está representada por x_{RF} , las irregularidades periódicas pueden ser descritas como se muestra en la ecuación 6.10.

$$x_{RF}(t) = \frac{4 \cdot A}{\pi} \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot \cos \omega x - \frac{1}{15} \cdot \cos 2\omega x + \frac{1}{35} \cdot \cos 3\omega x \right) \quad (Ec \ 6.10)$$

Donde:

- A es el factor escalar de las irregularidades periódicas de la pista, [m].
- ω es la frecuencia espacial, [rad/s].
- L es la longitud del raíl, [m].
- x es la posición espacial [m], resultado de la velocidad del vehículo por el tiempo.

En la tabla 6.1 se observa el valor de los parámetros de la ecuación 6.10.

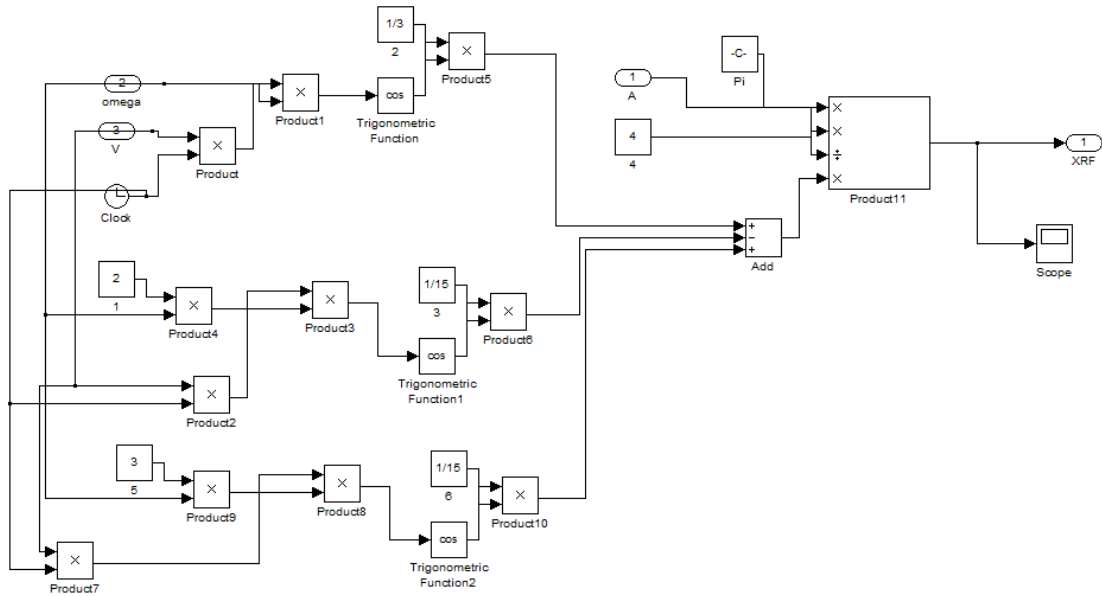
Tabla 6.1. Valor de los parámetros de la ecuación 6.10

Parámetro	Valor
A	0.0254 m
ω	$(2 \cdot \pi)/L = 0.408 \text{ rad}$
L	15.4 m
x	

La excitación en el eje trasero tiene el mismo valor.

Sabiendo los parámetros del vehículo, mostrados en la tabla 6.2, obtenemos las gráficas de la excitación vertical en ambos ejes.

En la figura 6.30 se muestra la excitación vertical de los ejes delantero y trasero modelada en Simulink.



6.30. Excitación vertical de los ejes modelada en Simulink

La figura 6.31 muestra la excitación vertical de los ejes delantero y trasero respecto al tiempo.

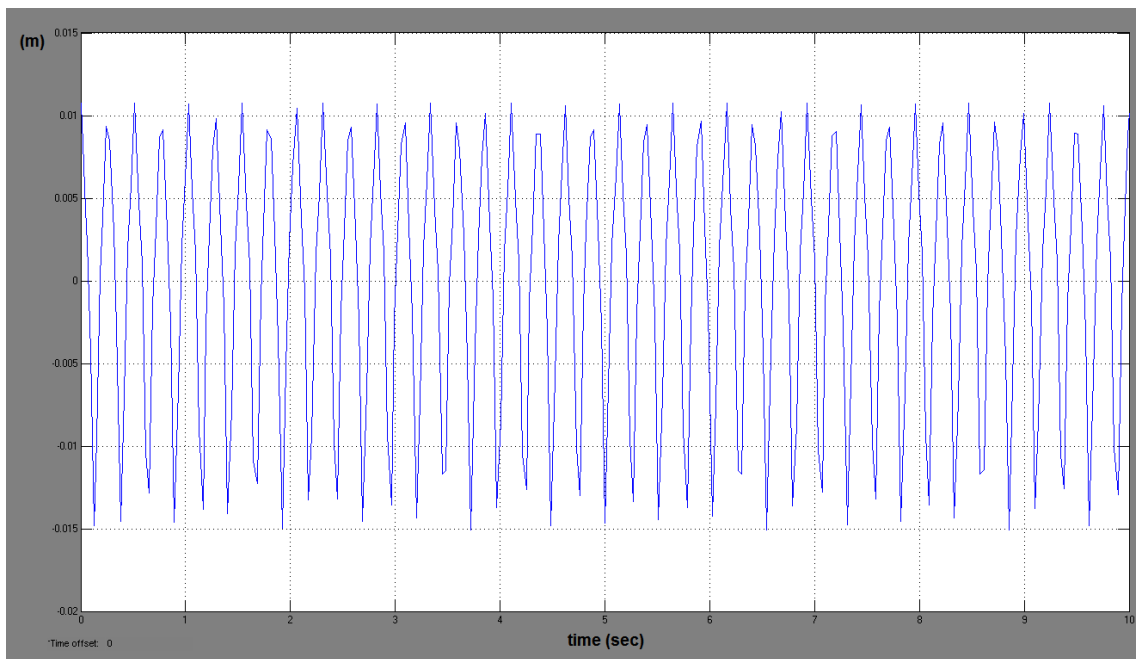


Figura 6.31. Excitación vertical de los ejes respecto al tiempo

6.2.3. Parámetros del vehículo ferroviario

Los parámetros del vehículo ferroviario se pueden observar en la tabla 6.2.

Tabla 6.2. Parámetros del vehículo ferroviario

$V = 60 \text{ m/s}$	$m_V = 24000 \text{ kg}$	$m_B = 2400 \text{ kg}$	$K_P = 2 \cdot 10^6 \text{ N/m}$
$C_P = 0 \text{ N}\cdot\text{s/m}$	$K_S = 1.5 \cdot 10^5 \text{ N/m}$	$C_S = 4 \cdot 10^4 \text{ N}\cdot\text{s/m}$	$I_V = 6 \cdot 10^4 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
$L = 15.4 \text{ m}$	$x_V = 0.2 \text{ m}$	$x_{BR} = 0.1 \text{ m}$	$x_{BF} = 0.1 \text{ m}$

6.2.4. Bogie tipo 1/2 modelo 1 con resortes helicoidales

En la figura 6.32 se observa el tren modelo 1/2 tipo 1 de bogie con suspensión helicoidal en los bogies.

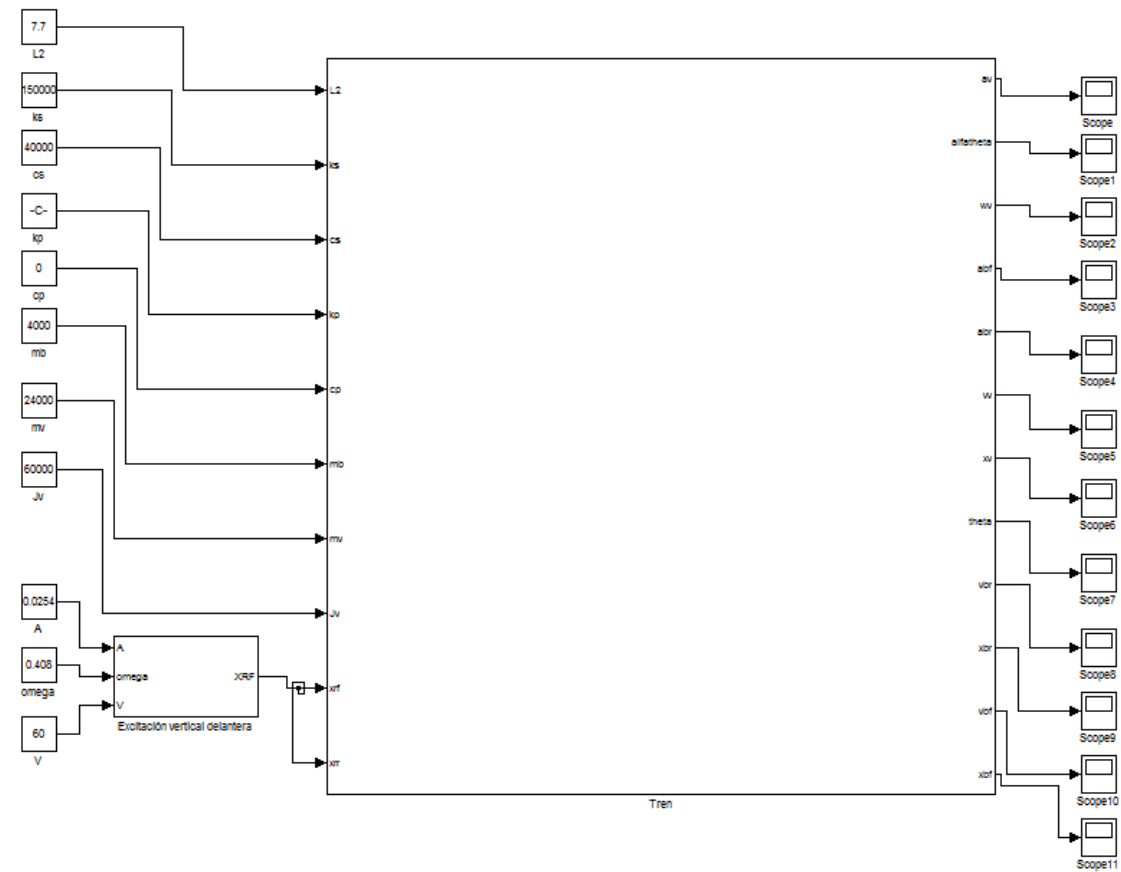


Figura 6.32. Tren Modelo 1/2 tipo 1 de bogie con suspensión helicoidal secundaria

Este sistema, a su vez, está compuesto por cuatro subsistemas, cada uno con las cuatro ecuaciones que rigen el movimiento del vehículo, (6.6, 6.7, 6.8 y 6.9). Se muestran los subsistemas en la figura 6.33.

En la parte superior izquierda se muestra el subsistema de bogie izquierdo (también llamado delantero), en la parte inferior izquierda se muestra el subsistema bogie derecho (también llamado trasero). En la parte superior derecha se muestra el subsistema de aceleración tangencial del vehículo ferroviario y, por último, en la parte inferior derecha se muestra el subsistema de aceleración angular del vehículo ferroviario.

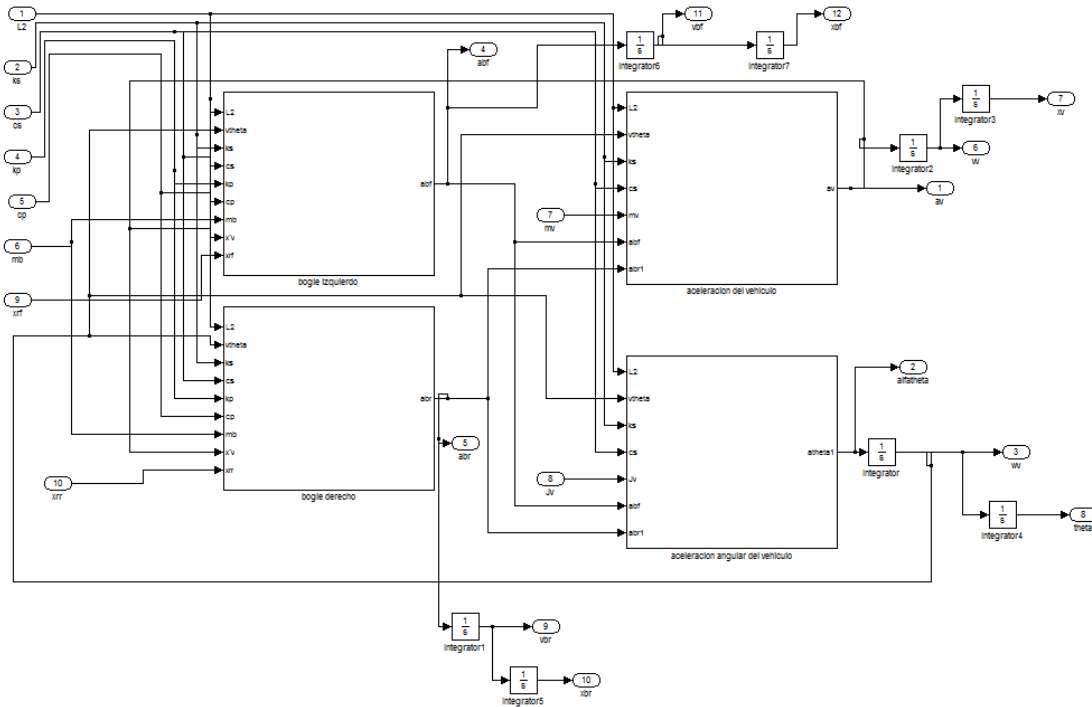


Figura 6.33. Subsistemas del sistema tren

Los modelos de bogie con suspensión helicoidal secundaria se pueden observar en la figura 6.34, (bogie delantero) y 6.35, (bogie trasero).

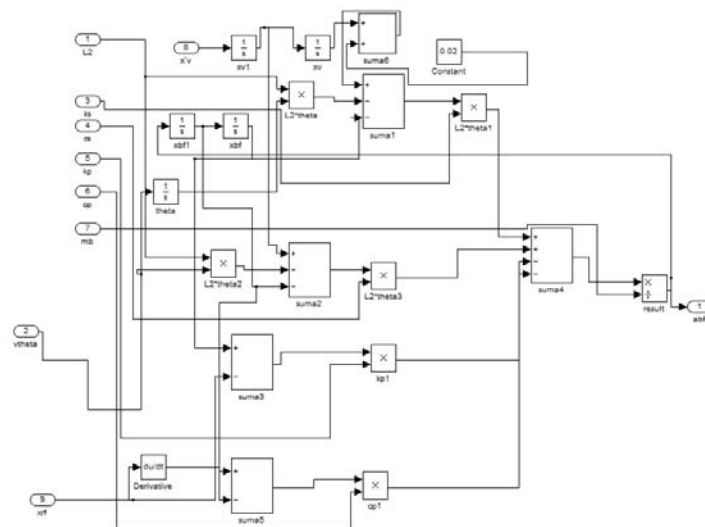


Figura 6.34. Bogie delantero con suspensión secundaria de resortes helicoidales

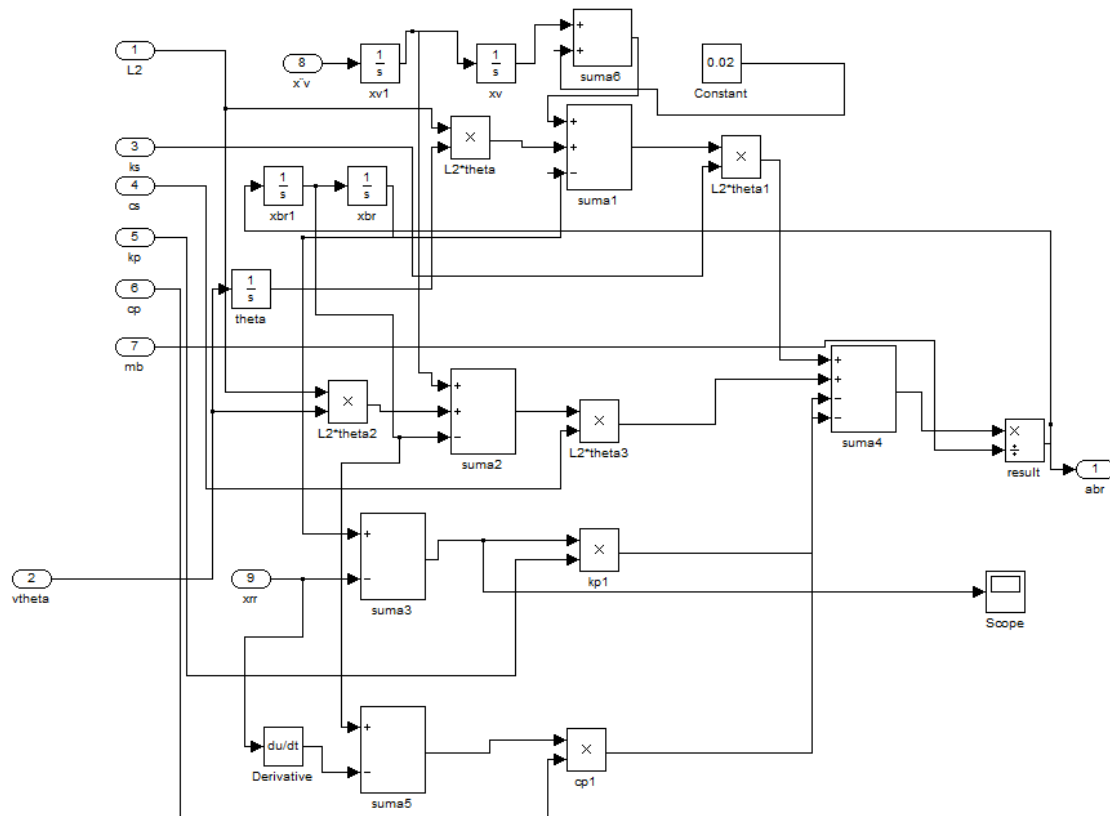


Figura 6.35. Bogie trasero con suspensión secundaria de resortes helicoidales

Los modelos de aceleración del vehículo ferroviario se pueden observar en la figura 6.36, (aceleración tangencial) y 6.37, (aceleración angular).

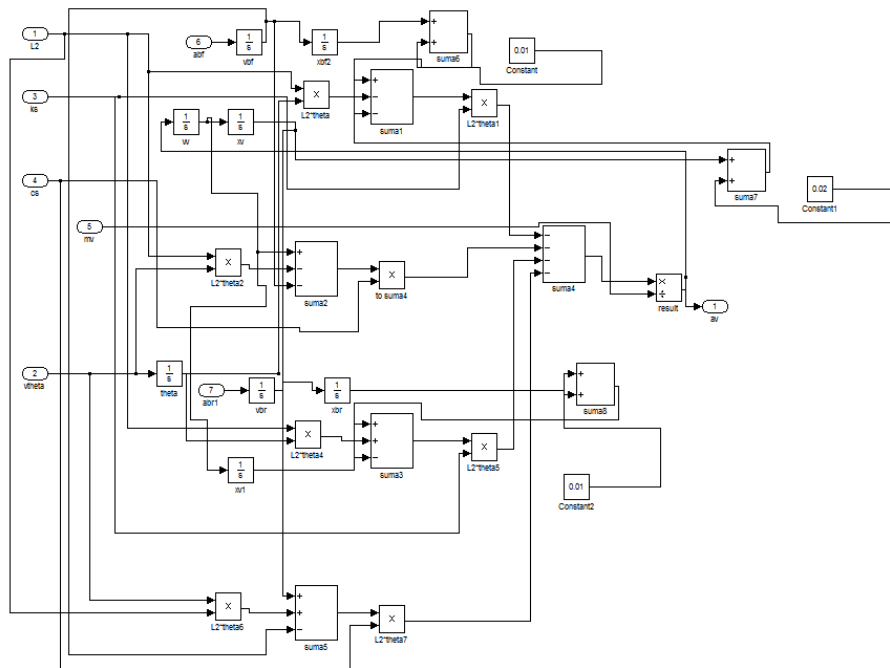


Figura 6.36. Aceleración tangencial del vehículo ferroviario con suspensión secundaria de resortes helicoidales

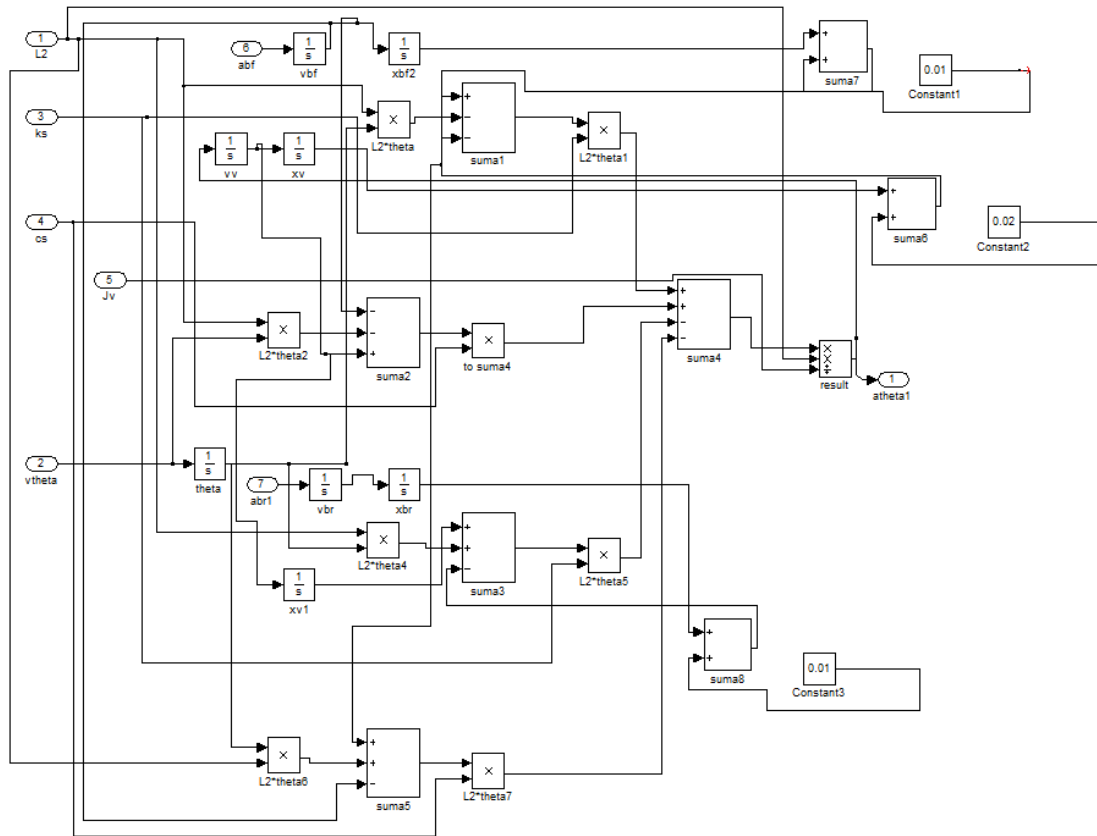


Figura 6.37. Aceleración tangencial del vehículo ferroviario con suspensión secundaria de resortes helicoidales

En los elementos llamados *Scope* se pueden ver los valores de los parámetros a resolver en el tiempo. A continuación se muestran las gráficas de los parámetros que interesan del vehículo ferroviario.

El desplazamiento realizado por el vehículo ferroviario respecto al tiempo se observa en la figura 6.38.

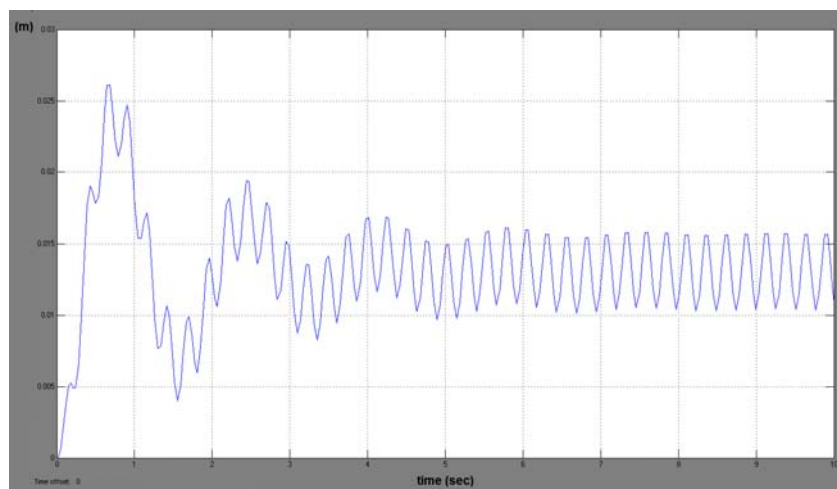


Figura 6.38. Desplazamiento realizado por el vehículo ferroviario con resortes helicoidales

La velocidad del vehículo ferroviario respecto al tiempo se observa en la figura 6.39.

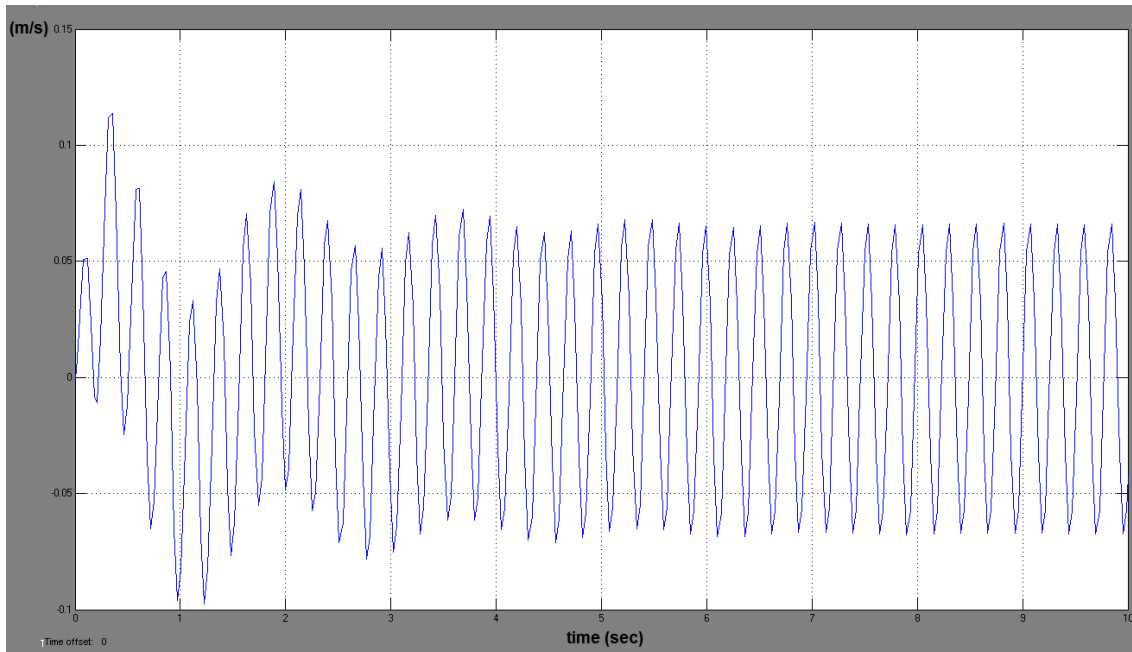


Figura 6.39. Velocidad del vehículo ferroviario con resortes helicoidales

La aceleración tangencial del vehículo ferroviario respecto al tiempo se observa en la figura 6.40.

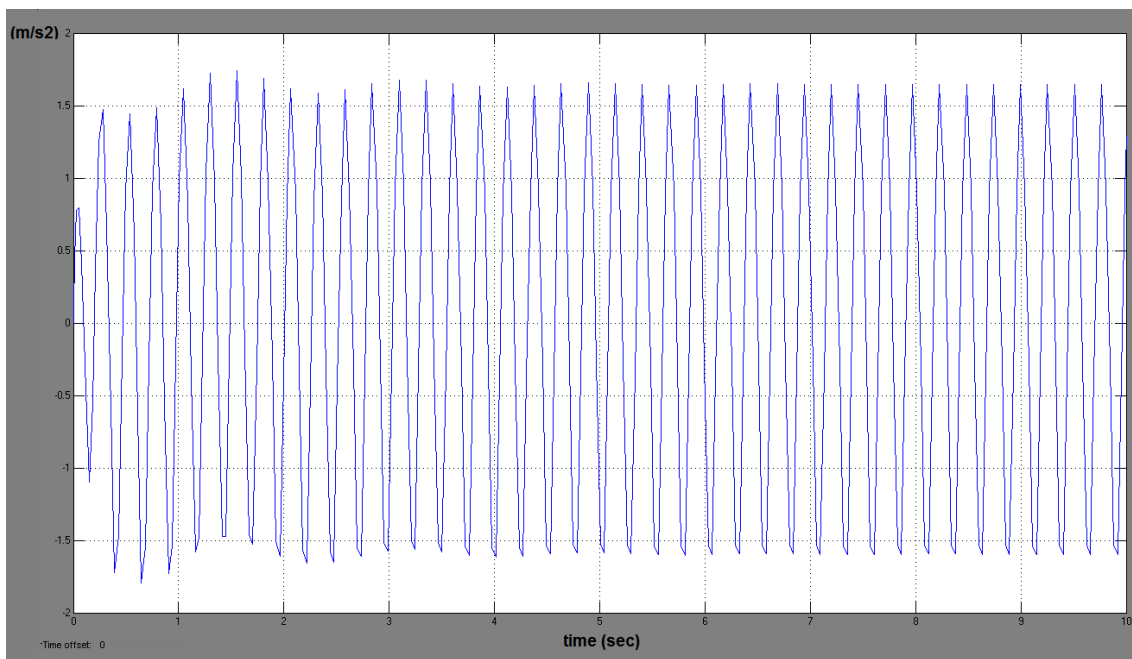


Figura 6.40. Aceleración del vehículo ferroviario con resortes helicoidales

El ángulo que se inclina el vehículo ferroviario respecto al tiempo se observa en la figura 6.41.

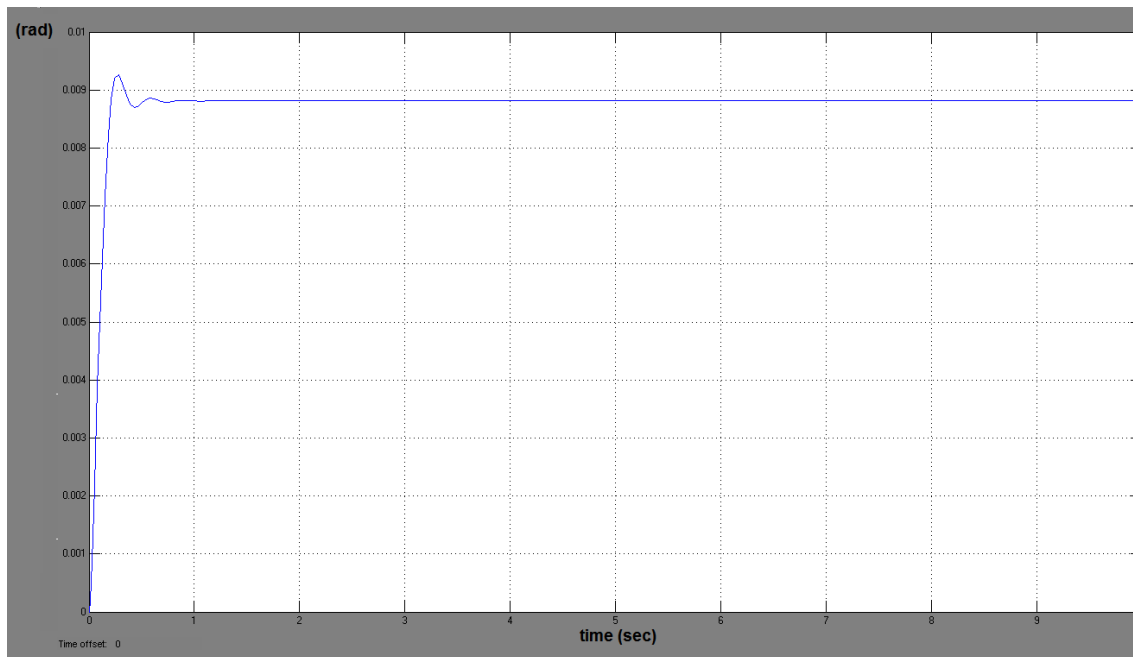


Figura 6.41. Aceleración del vehículo ferroviario con resortes helicoidales

6.2.5. Bogie tipo ½ modelo 1 con ballestas

Este tipo de bogie posee una ballesta en la suspensión secundaria, y va acompañada de un amortiguador. Los resortes helicoidales son sustituidos en los bogies, se observa en la figura 6.42. El dos que se le suma a la posición del bogie es la altura inicial de la ballesta.

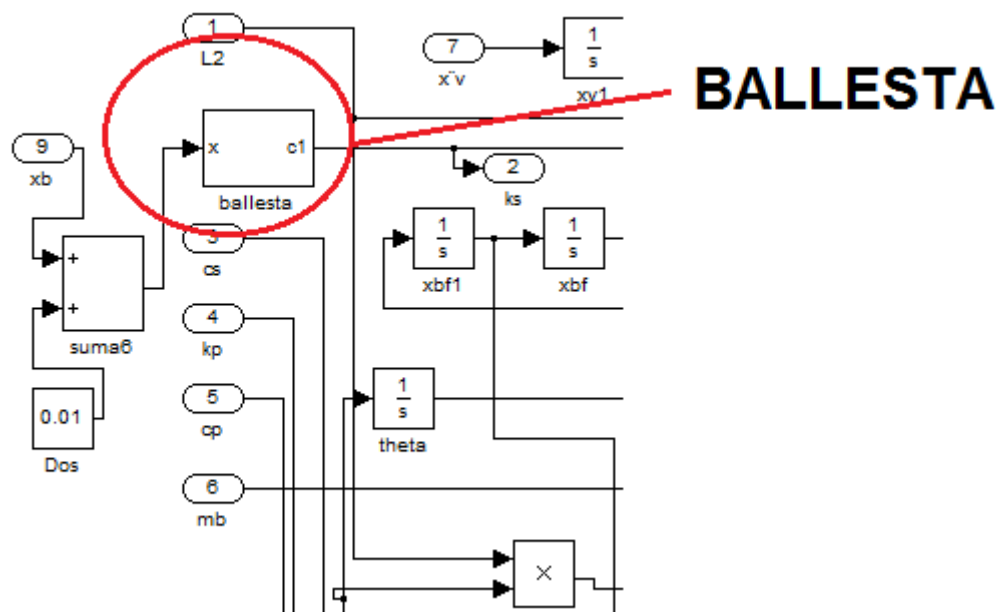


Figura 6.42. Programación de la ballesta en Simulink

El desplazamiento realizado por el vehículo ferroviario respecto al tiempo se observa en la figura 6.43.

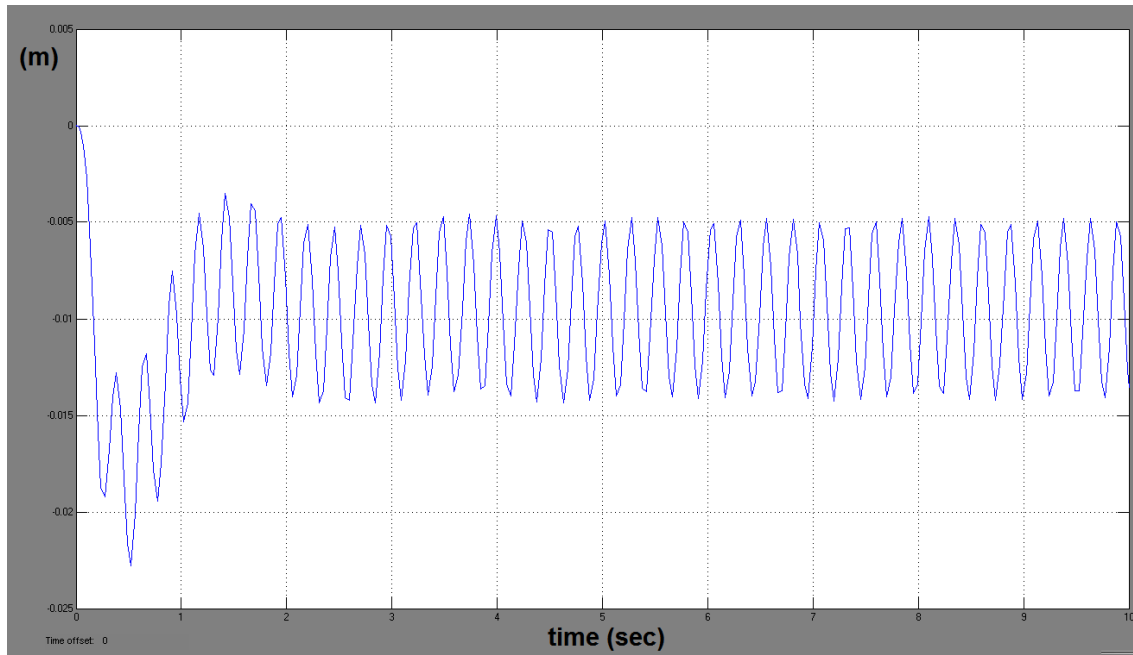


Figura 6.43. Desplazamiento realizado por el vehículo ferroviario con ballesta

La velocidad del vehículo ferroviario respecto al tiempo se observa en la figura 6.44.

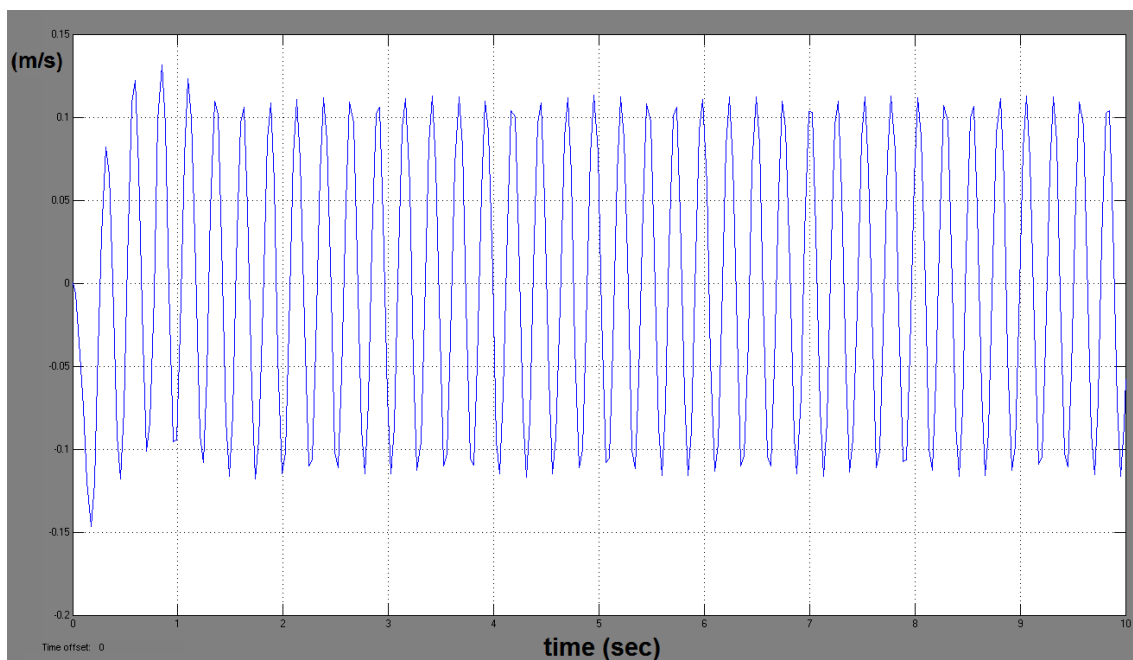


Figura 6.44. Velocidad del vehículo ferroviario con ballesta

La aceleración tangencial del vehículo ferroviario respecto al tiempo se observa en la figura 6.45.

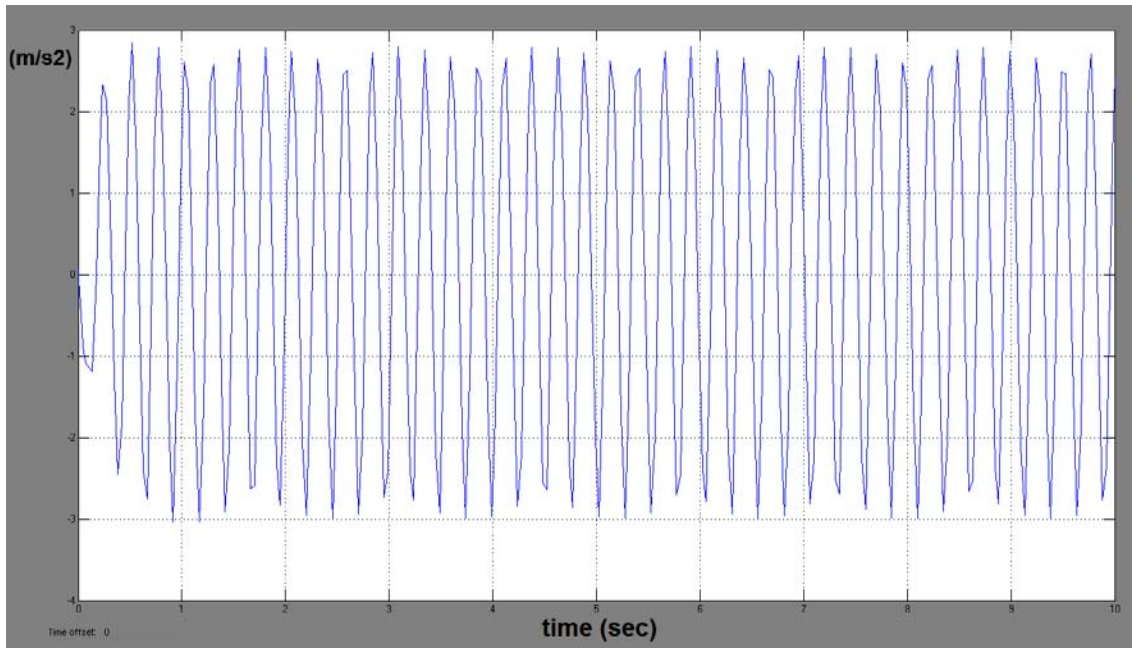


Figura 6.45. Aceleración del vehículo ferroviario con ballesta

El ángulo que se inclina el vehículo ferroviario respecto al tiempo se observa en la figura 6.46.

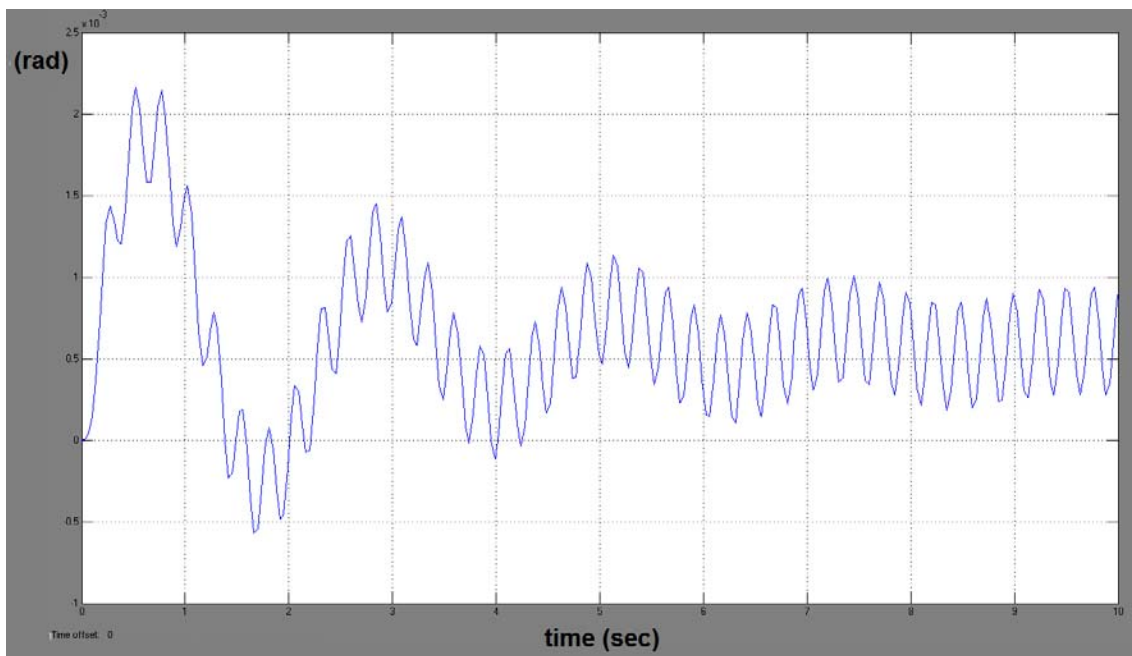


Figura 6.46. Ángulo que gira el vehículo ferroviario con ballesta

6.2.6. Bogie tipo ½ modelo 1 con muelle neumático

Este tipo de bogie posee un cilindro neumático en la suspensión secundaria y va acompañado de un amortiguador. Los resortes helicoidales son sustituidos en los bogies, se observa en la figura 6.47. El dos que se le suma a la posición del bogie es la altura inicial del cilindro.

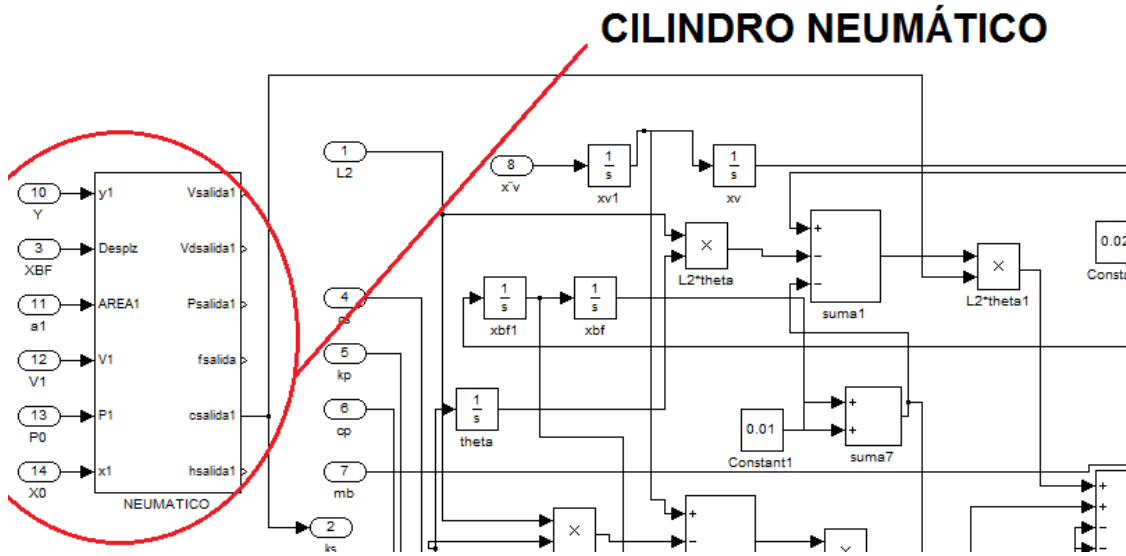


Figura 6.47. Cilindro neumático programado en Simulink

El desplazamiento realizado por el vehículo ferroviario respecto al tiempo se observa en la figura 6.48.

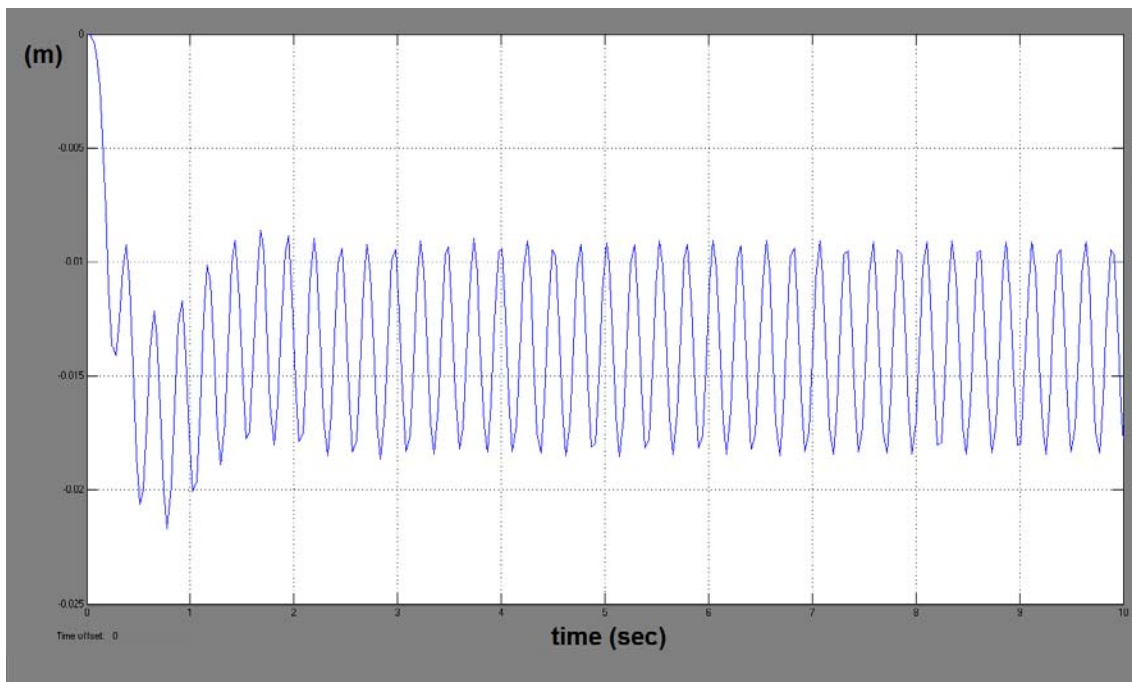


Figura 6.48. Desplazamiento realizado por el vehículo ferroviario con muelle neumático

La velocidad del vehículo ferroviario respecto al tiempo se observa en la figura 6.49.

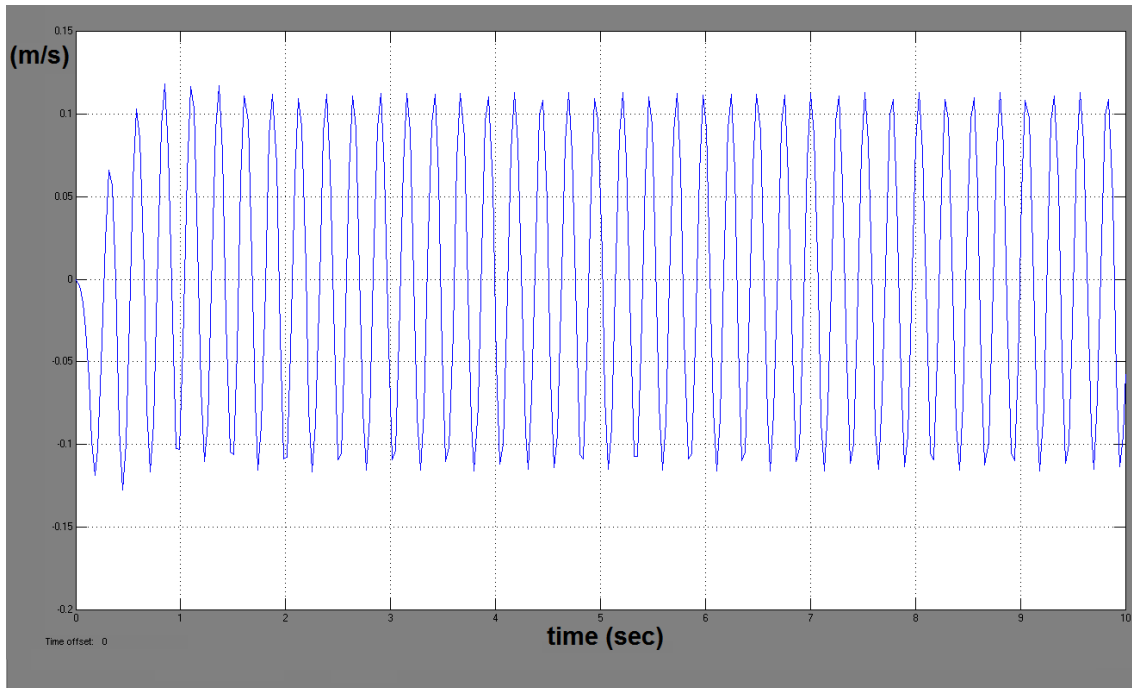


Figura 6.49. Velocidad del vehículo ferroviario con muelle neumático

La aceleración tangencial del vehículo ferroviario respecto al tiempo se observa en la figura 6.50.

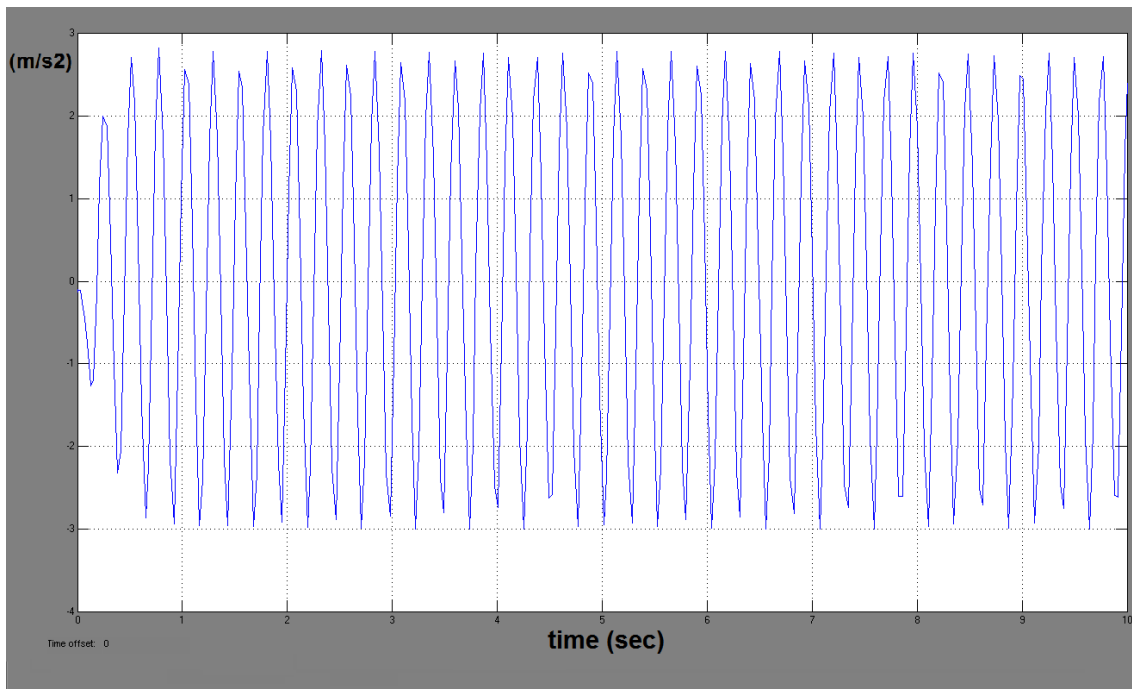


Figura 6.50. Aceleración del vehículo ferroviario con muelle neumático

El ángulo que se inclina el vehículo ferroviario respecto al tiempo se observa en la figura 6.51.

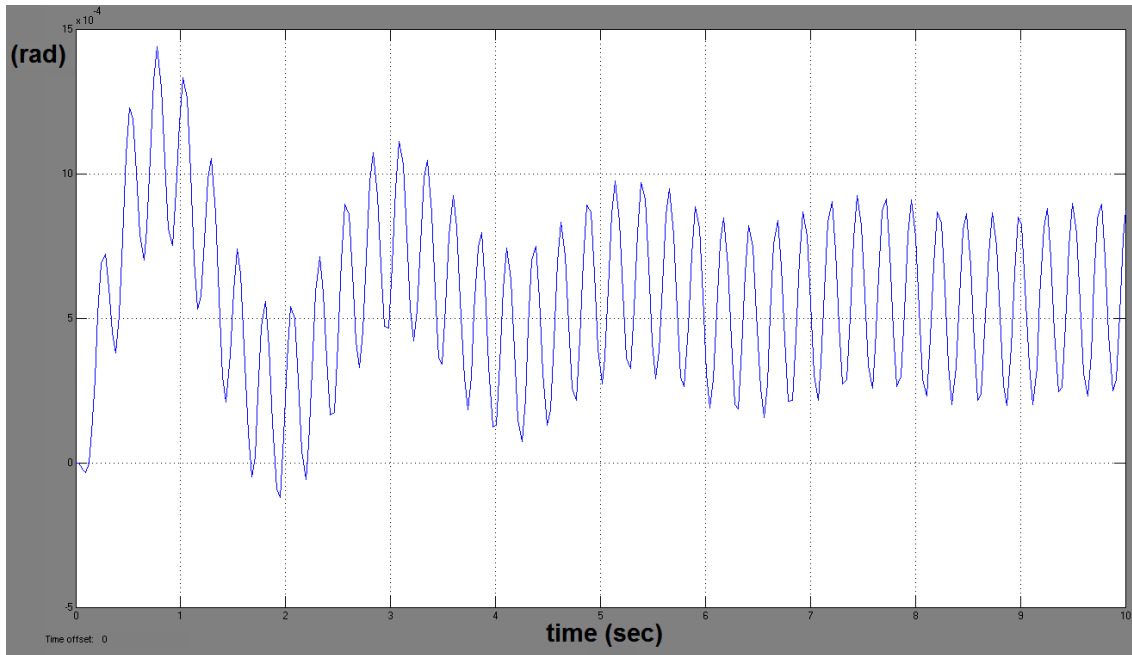


Figura 6.51. Ángulo que gira el vehículo ferroviario con muelle neumático

7. Resultados de la simulación

7.1. Comparación entre Modelica y Simulink del cilindro neumático

A continuación se muestran los valores de los parámetros a calcular en los ejemplos. Se escriben tablas con los valores y se calcula la diferencia entre Modelica y Simulink.

La diferencia entre Modelica y Simulink se toma como un error, aunque no es un error, sino una diferencia.

Para calcular la diferencia en porcentaje entre ambos programas, se usa la ecuación 7.1:

$$\varepsilon = \left| \frac{V_M - V_S}{V_S} \right| \cdot 100 \quad (Ec\ 7.1)$$

donde:

- V_M es el valor obtenido en Modelica
- V_S es el valor obtenido en Simulink

7.1.1. Ejemplo de fuerza constante

En la tabla 7.1 se muestran los valores de los parámetros del cilindro con entrada de fuerza constante en el programa Modelica.

Tabla 7.1. Valores del cilindro con entrada de fuerza constante en Modelica

Parámetro	Resultado
Presión [Pa]	1169500
Volumen final [m ³]	0.0062
Volumen comprimido [m ³]	0.0038
Constante de rigidez [N/m]	2637000
Altura final del cilindro [m]	0.062
Desplazamiento del cilindro [m]	0.038

En la tabla 7.2 se muestran los valores de los parámetros del cilindro con entrada de fuerza constante en el programa Simulink.

Tabla 7.2. Valores del cilindro con entrada de fuerza constante en Simulink

Parámetro	Resultado
Presión [Pa]	1169000
Volumen final [m ³]	0.006208
Volumen comprimido [m ³]	0.003792
Constante de rigidez [N/m]	2637000
Altura final del cilindro [m]	0.06208
Desplazamiento del cilindro [m]	0.03792

Primero se redondean las cifras de Simulink, puesto que ofrece 6 decimales y Modelica 4. Se muestran los valores redondeados en la tabla 7.3.

Tabla 7.3. Resultados de Simulink redondeados

Parámetro	Resultado
Presión [Pa]	1169000
Volumen final [m ³]	0.0062
Volumen comprimido [m ³]	0.0038
Constante de rigidez [N/m]	2637000
Altura final del cilindro [m]	0.062
Desplazamiento del cilindro [m]	0.038

Una vez se tienen los valores con la misma cantidad de decimales, se calcula la diferencia entre Modelica y Simulink. Los resultados se muestran en la tabla 7.4.

Tabla 7.4. Diferencia de resultados entre Modelica y Simulink en el ejemplo con fuerza constante

Parámetro	Diferencia en %
Presión [Pa]	0,0427716
Volumen final [m ³]	0
Volumen comprimido [m ³]	0
Constante de rigidez [N/m]	0
Altura final del cilindro [m]	0
Desplazamiento del cilindro [m]	0

El mayor error se obtiene en la presión dentro del cilindro neumático, con un valor de $\epsilon = 0.043 \%$

7.1.2. Ejemplo de entrada de rampa de fuerza

En la tabla 7.5 se muestran los valores de los parámetros del cilindro con entrada de rampa de fuerza en el programa Modelica.

Tabla 7.5. Valores del cilindro con entrada de rampa de fuerza en Modelica

Tiempo [s]	1	2	3	4	5
Presión [Pa]	762965	887005	991954	1084900	1169400
Volumen final [m ³]	0.008423	0.007563	0.006983	0.0065501	0.0062082
Volumen comprimido [m ³]	0.001576	0.002436	0.003016	0.0034498	0.0037917
Constante de rigidez [N/m]	1268150	1641800	1988740	2318910	2637300
Altura final del cilindro [m]	0.08423	0.07563	0.06983	0.065501	0.062082
Desplazamiento del cilindro [m]	0.01576	0.02436	0.03016	0.034498	0.037917

En la tabla 7.6 se muestran los valores de los parámetros del cilindro con entrada de rampa de fuerza en el programa Simulink.

Tabla 7.6. Valores del cilindro con entrada de rampa de fuerza en Simulink

Tiempo [s]	1	2	3	4	5
Presión [Pa]	763000	887000	992000	1085000	1169000
Volumen final [m ³]	0.008423	0.007564	0.006983	0.00655	0.006208
Volumen comprimido [m ³]	0.001576	0.002436	0.003017	0.00345	0.003792
Constante de rigidez [N/m]	1268000	1642000	1989000	2319000	2637000

Altura final del cilindro [m]	0.08423	0.07564	0.06983	0.0655	0.06208
Desplazamiento del cilindro [m]	0.01576	0.02436	0.03017	0.0345	0.03792

Se calcula la diferencia entre Modelica y Simulink. Los resultados se muestran en la tabla 7.7.

Tabla 7.7. Diferencia de resultados entre Modelica y Simulink en el ejemplo con rampa de fuerza

	Diferencia en %				
Tiempo [s]	1	2	3	4	5
Presión [Pa]	0,004587156	0,0005637	0,0046371	0,00921659	0,03421728
Volumen final [m ³]	0	0	0	0	0
Volumen comprimido [m ³]	0	0	0	0	0
Constante de rigidez [N/m]	0,011829653	0,01218027	0,0130719	0,00388098	0,01137656
Altura final del cilindro [m]	0	0	0	0	0
Desplazamiento del cilindro [m]	0	0	0	0	0

El mayor error obtenido se produce en el segundo 5 en la presión dentro del cilindro, tiene un valor de $\epsilon = 0.034 \%$

7.1.3. Ejemplo de entrada de rampa de desplazamiento

En la tabla 7.8 se muestran los valores de los parámetros del cilindro con entrada de rampa de desplazamiento en el programa Modelica.

Tabla 7.8. Valores del cilindro con entrada de rampa de desplazamiento en Modelica

Tiempo [s]	1	2	3	4	5
Presión [Pa]	670006	755284	861022	994947	1169000
Volumen final [m ³]	0.009242	0.008484	0.007726	0.006968	0.00621
Volumen c. [m ³]	0.000757	0.001515	0.002273	0.003031	0.00379
Constante de rigidez [N/m]	1014940	1246340	1560230	1999030	2635480
Altura final del cilindro [m]	0.09242	0.08484	0.07726	0.06968	0.0621
Desplazamiento del cilindro [m]	0.00757	0.01515	0.02273	0.03031	0.0379

En la tabla 7.9 se muestran los valores de los parámetros del cilindro con entrada de rampa de fuerza en el programa Simulink.

Tabla 7.9. Valores del cilindro con entrada de rampa de desplazamiento en Simulink

Tiempo [s]	1	2	3	4	5
Presión [Pa]	670000	755400	861200	995300	1170000
Volumen final [m ³]	0.009242	0.008483	0.007725	0.006966	0.006208
Volumen comprimido [m ³]	0.000757	0.001516	0.002274	0.003033	0.003792
Constante de rigidez [N/m]	1015000	1247000	1561000	2000000	2638000
Altura final del cilindro [m]	0.09242	0.08483	0.07725	0.06966	0.06208
Desplazamiento del cilindro [m]	0.00757	0.01516	0.02274	0.03033	0.03792

Se calcula la diferencia entre Modelica y Simulink. Los resultados se muestran en la tabla 7.10.

Tabla 7.10. Diferencia de resultados entre Modelica y Simulink en el ejemplo con desplazamiento de rampa

	Resultados cada segundo				
Parámetro	1	2	3	4	5
Presión [Pa]	0,000895522	0,0153561	0,02066883	0,03546669	0,08547009
Volumen final [m ³]	0	0	0	0	0
Volumen comprimido [m ³]	0	0	0	0	0
Constante de rigidez [N/m]	0,00591133	0,05292702	0,04932735	0,0485	0,09552691
Altura final del cilindro [m]	0	0	0	0	0
Desplazamiento del cilindro [m]	0	0	0	0	0

El mayor error obtenido se produce en el último segundo en la constante de rigidez, tiene un valor aproximado de $\varepsilon = 0.1 \%$.

7.2. Comparación entre Modelica y Simulink de la ballesta

7.2.1. Ejemplo de fuerza constante

El desplazamiento de la ballesta en Modelica es $x = -0.0305 \text{ m}$.

El desplazamiento de la ballesta en Simulink es $x = -0.030455 \text{ m}$.

Primero se redondea el desplazamiento de Simulink a un valor con 4 décimas.
El valor obtenido es $x = -0.0304 \text{ m}$

La diferencia entre ambos desplazamientos es $\varepsilon = 0.329 \%$

7.2.2. Ejemplo de fuerza con rampa

En la tabla 7.11 se muestran los valores de los parámetros de la ballesta con entrada de rampa de fuerza en el programa Modelica.

Tabla 7.11. Valores de la ballesta con entrada de fuerza de rampa en Modelica

	Resultados cada segundo				
Tiempo [s]	1	2	3	4	5
Desplazamiento [m]	-0.0069	-0.0122	-0.0183	-0.0244	-0.0304

En la tabla 7.12 se muestran los valores de los parámetros de la ballesta con entrada de rampa de fuerza en el programa Simulink.

Tabla 7.12. Desplazamiento de la ballesta con entrada de rampa de fuerza en Simulink

	Resultados cada segundo				
Tiempo [s]	1	2	3	4	5
Desplazamiento [m]	-0.0069	-0.0122	-0.0183	-0.0244	-0.0305

Primero se redondean los valores obtenidos en Simulink.

Tabla 7.13. Valores redondeados de Simulink en el ejemplo de ballesta con entrada de rampa de fuerza

Tiempo [s]	1	2	3	4	5
Desplazamiento [m]	-0.0069	0.065	-0.0183	-0.0244	-0.0305

Una vez están redondeados, se calcula la diferencia, mostrada en la tabla 7.14.

Tabla 7.14. Diferencia entre Modelica y Simulink en el ejemplo de entrada de rampa de fuerza

	Diferencia en %				
Tiempo [s]	1	2	3	4	5
Desplazamiento [m]	0	0	0	0	0.329

La mayor (y única) diferencia ocurre en el segundo 5, y es $\varepsilon = 0.329 \%$.

7.2.3. Ejemplo con desplazamiento de rampa

En la tabla 7.15 se muestran los valores de los parámetros de la ballesta con entrada de rampa de desplazamiento en el programa Modelica.

Tabla 7.15. Valores de la ballesta con entrada de desplazamiento de rampa en Modelica

	Resultados cada segundo				
Tiempo [s]	1	2	3	4	5
Fuerza [N]	-2000	-4000	-6000	-8000	-10000

En la tabla 7.16 se muestran los valores de los parámetros de la ballesta con entrada de rampa de desplazamiento en el programa Simulink.

Tabla 7.16. Desplazamiento de la ballesta con entrada de rampa de desplazamiento en Simulink

Tiempo [s]	1	2	3	4	5
Fuerza [N]	-2002	-4004	-6006	-8008	-10010

Se calcula la diferencia entre Modelica y Simulink. Los resultados se muestran en la tabla 7.17.

Tabla 7.17. Diferencia entre Modelica y Simulink en el ejemplo de entrada de rampa de desplazamiento

	Diferencia en %				
Tiempo [s]	1	2	3	4	5
Desplazamiento [m]	0,0999001	0,0999001	0,0999001	0,0999001	0,0999001

Es decir, la diferencia es de $\varepsilon = 0.1 \%$.

7.3. Comparación entre resortes helicoidales, ballestas y muelles neumáticos para un bogie ½ modelo 1

En la tabla 7.18 se muestran los resultados obtenidos para cada una de las suspensiones.

Tabla 7.18. Resultados obtenidos para las suspensiones de los bogies

Parámetro	Resortes helicoidales	Ballestas	Muelle neumático
Desplazamiento máximo del vehículo [m]	0.0261	0.0228	0.0217
Velocidad máxima del vehículo [m/s]	0.115	0.146	0.128
Aceleración máxima del vehículo [m/s ²]	1.75	3	3
Ángulo girado máximo por el vehículo [rad]	0	0	0

8. Conclusiones y trabajos futuros

8.1 Conclusiones

Tras los estudios realizados en este Proyecto Fin de Carrera se puede concluir que respecto a Modelica:

- Fácil programación. El lenguaje Modelica es un lenguaje de programación muy desarrollado, que permite al programador escribir los códigos de manera casi intuitiva, pues los comandos, la declaración de variables, etc; están muy próximos al lenguaje real.
- Programación muy potente. Modelica, al ser acausal, permite programar los comportamientos de los modelos fácilmente debido a que no se debe especificar la dirección de la solución al problema planteado. Algo muy cómodo.
- Se decide todo el entorno. Se puede programar cualquier elemento dentro de un modelo, es decir, se decide tanto el modelo, como el ambiente externo; incluyendo todos los parámetros de los que estos dependen.
- Resultados satisfactorios. La mayor diferencia obtenida al simular dos elementos de suspensión es mínima, con un valor de menos de 0.1%. El lenguaje de programación Modelica es un lenguaje fiable.

Capítulo 9. Referencias

Respecto a la suspensión secundaria del bogie $\frac{1}{2}$ tipo 1:

- La suspensión neumática es mejor en el apartado de desplazamientos, aunque son bastante parecidas.
- La suspensión de muelles helicoidales provoca una menor velocidad máxima vertical en el vehículo ferroviario.
- Ninguna de las tres suspensiones provoca un giro en el vehículo ferroviario, esto es debido a que la excitación en la vía ocurre en los dos ejes al mismo tiempo y con el mismo valor. Para hallar el ángulo girado se debe imponer un desfase a una de las dos excitaciones.
- El valor de la constante de rigidez y de amortiguamiento no provoca diferencias entre los distintos tipos de suspensiones. En experimentos no expuestos en este Proyecto se varió la constante de rigidez de cada suspensión hasta 3 veces con respecto a las demás y las gráficas eran similares.

8.2. Trabajos futuros

Respecto al programa Modelica, se podría:

- Simular modelos más complejos, como sistemas de suspensión que incluyan la suspensión, la amortiguación y los apoyos donde colocarlos.
- Reprogramar los modelos ya hechos con más detalle, buscando resultados en otras incógnitas o parámetros.
- Realizar una librería automovilística con piezas modeladas para poder unirlos en un modelo complejo.

Respecto a la suspensión secundaria del bogie:

- Modelar un bogie con más grados de libertad.
- Comprobar el comportamiento en una vía con irregularidades periódicas del bogie a los giros de alabeo, cabeceo y guiñado.
- Comprobar el comportamiento de un vehículo ferroviario en curvas.
- Realizar un modelo de bogie con un sistema de caucho goma.

9. Referencias

- [1] Principles of Object-Oriented Modeling and Simulation with Modelica. Peter Fritzson. (2000).
- [2] http://www.euclides.dia.uned.es/aurquia/Files/urquia_aca09.pdf
- [3] http://www.proosis.com/download/articles/C02_07_es.pdf
- [4] <http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/1610/1/CD-2313.pdf>
- [5] <http://www.fullextreme.com.mx/index.php>
(/component/content/article/1-latest-news/57-suspension)
- [6] Estudio del comportamiento dinámico de un vehículo ferroviario equipado con suspensión secundaria semiactiva utilizando lógica difusa. Juan Jurado Zurro. (2010).
- [7] <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/2833/8/41774-8.pdf>
- [8] Primary and Secondary suspension systems for rail vehicles. Catálogo de Continental Contitech.
- [9] <http://www.circletrack.com/techarticles/index.html>
(ctrp_0602_leaf_spring_tech_terminology/index.html)
- [10] <http://home.earthlink.net/~bazillion/design.html>
- [11] <http://www.fullmecnica.com/r/resortes-helicoidales-de-compresion>
- [12] www.itescam.edu.mx/principal/sylabus/fpdb/recursos/r71370.DOC
- [13] <http://www.autozine.org>

Capítulo 9. Referencias

(/technical_school/suspension/tech_suspension21.htm)

[14] My Forty Years with Ford. Sorensen, Charles E.; with Williamson, Samuel T.(1956).

[15] <http://www.strutmasters.com/luxury-suspensions/air-ride-problems.htm>

[16] www.tecnun.es/automocion/files/ebooks/Amortiguadores_y_suspension.pdf

[17] <http://www.tecnun.es>

(/automocion/files/ebooks/Amortiguadores_y_suspension.pdf)

[18] <http://www.mathworks.es/products/simulink/index.html>

10. Anexos

10.1 Código cilindro neumático

model adiabatic

extends Modelica.Mechanics.Translational.Interfaces.PartialCompliant;

Real c "Spring constant";

parameter Modelica.SIunits.Distance s_rel0 = 0.1 "unstretched spring length";

parameter Modelica.SIunits.Volume V0 "initial volume";

parameter Modelica.SIunits.Area A "plunge area";

parameter Modelica.SIunits.Pressure P0 "initial pressure";

Modelica.SIunits.Pressure P "pressure";

Modelica.SIunits.Volume V "volume";

parameter Real γ "adiabatic air";

Modelica.SIunits.Length h "final cylinder position";

Modelica.SIunits.Volume Vd "compressed volume";

equation

$V_d = V_0 - V;$

$V_d = A * s_{rel};$

$h + s_{rel} = s_{rel0};$

if $f > 0$ then

```
P = 600000 "cylinder works only with compression";
else
-f = c * s_rel;
end if;
P * V ^  $\gamma$  = PO * VO ^  $\gamma$ ;
c = ( $\gamma$  * P * A ^ 2) / V;
end adiabatic;
```

10.1.1 Cilindro neumático con fuerza constante

model adiabatic_force

```
Modelica.pneumatic_suspensions.adiabatic Muelle(VO = 0.01, A = 0.1, PO =
600000,  $\gamma$  = 1.4, V(start = 0.01), P(start = 600000));
Modelica.Mechanics.Translational.Components.Fixed Apoyo(s0 = 0);
Modelica.Mechanics.Translational.Sources.Force Fuerza(f=-100000);
equation
connect(Muelle.flange_a,Apoyo.flange);
connect(Muelle.flange_b,Fuerza.flange);
end adiabatic_force;
```

10.1.2 Cilindro neumático con fuerza de rampa

model adiabatic_ramp_f

```
Modelica.pneumatic_suspensions.adiabatic Muelle(VO = 0.01, A = 0.1, PO =
600000,  $\gamma$  = 1.4, V(start = 0.01), P(start = 600000));
Modelica.Mechanics.Translational.Components.Fixed Apoyo(s0 = 0);
Modelica.Blocks.Sources.Ramp Incremento(duration = 5, height = -100000);
Modelica.Mechanics.Translational.Sources.Force Fuerza;
equation
connect(Muelle.flange_a,Apoyo.flange);
connect(Muelle.flange_b,Fuerza.flange);
connect(Incremento.y,Fuerza.f);
end adiabatic_ramp_f;
```

10.1.3 Cilindro neumático con desplazamiento constante

model adiabatic_ramps

```
Modelica.pneumatic_suspensions.adiabatic Muelle(V0 = 0.01, A = 0.1, PO = 600000, y = 1.4, V(start = 0.01), P(start = 600000));
```

```
Modelica.Mechanics.Translational.Components.Fixed Apoyo(s0 = 0);
```

```
Modelica.Blocks.Sources.Ramp Incremento(duration = 5, height = 0.0379);
```

```
Modelica.Mechanics.Translational.Sources.Force Fuerza;
```

```
equation
```

```
connect(Muelle.flange_a,Apoyo.flange);
```

```
connect(Muelle.flange_b,Fuerza.flange);
```

```
connect(Incremento.y,Muelle.flange_b.s);
```

```
end adiabatic_ramps;
```

10.1.4 Cilindro neumático con fuerza senoidal

model adiabatic_sine

```
Modelica.pneumatic_suspensions.adiabatic Muelle(V0 = 0.01, A = 0.1, PO = 600000, y = 1.4, V(start = 0.01), P(start = 600000));
```

```
Modelica.Mechanics.Translational.Components.Fixed Apoyo(s0 = 0);
```

```
Modelica.Mechanics.Translational.Sources.Force Fuerza;
```

```
Modelica.Blocks.Sources.Sine Seno(freqHz = 10, amplitude = 100000);
```

```
equation
```

```
connect(Muelle.flange_a,Apoyo.flange);
```

```
connect(Muelle.flange_b,Fuerza.flange);
```

```
connect(Seno.y,Fuerza.f);
```

```
end adiabatic_sine;
```

10.2 Código ballesta

model leafspring "Muelle de ballesta"

```

extends Modelica.Mechanics.Translational.Interfaces.PartialCompliant;
Modelica.Constants.SI.Acceleration g_n = 9.80665;
parameter Modelica.SIunits.Length L;
parameter Modelica.SIunits.Thickness b;
parameter Real N;
parameter Real n;
parameter Modelica.SIunits.Thickness e;
parameter Modelica.SIunits.Stress E;
equation
s_rel = (6 * f * g_n * L ^ 3) / ((2 + n / N) * E * N * b * e ^ 3);
end leafspring;

```

10.2.1 Ballesta con masa constante

model leafspring_example

```

Modelica.elastic_suspensions.leafspring Ballesta(L = 1, b = 0.5, N = 10, n = 3,
e = 0.02, E = 210000000000.0);
Modelica.Mechanics.Translational.Components.Fixed Apoyo(s0 = 0);
Modelica.Mechanics.Translational.Sources.Force Fuerza(f = 10000);
equation
connect(Ballesta.flange_a,Apoyo.flange);
connect(Ballesta.flange_b,Fuerza.flange);
end leafspring_example;

```

10.2.2 Ballesta con masa en rampa

model leafspring_ramp_f

```

Modelica.elastic_suspensions.leafspring Ballesta(L = 1, b = 0.5, N = 10, n = 3,
e = 0.02, E = 210000000000.0);
Modelica.Mechanics.Translational.Components.Fixed Apoyo(s0 = 0);
Modelica.Blocks.Sources.Ramp Incremento(duration = 5, height = -10000);

```

```

Modelica.Mechanics.Translational.Sources.Force Fuerza;
equation
connect(Ballesta.flange_a,Apoyo.flange);
connect(Ballesta.flange_b,Fuerza.flange);
connect(Incremento.y,Fuerza.f);
end leafspring_ramp_f;

```

10.2.3 Ballesta con desplazamiento de rampa

model leafspring_ramp_s

```

Modelica.elastic_suspensions.leafspring Ballesta(L = 1, b = 0.5, N = 10, n = 3,
e = 0.02, E = 210000000000.0);
Modelica.Mechanics.Translational.Components.Fixed Apoyo(s0 = 0);
Modelica.Blocks.Sources.Ramp Incremento(duration = 5, height = -0.0305);
Modelica.Mechanics.Translational.Sources.Force Fuerza;
equation
connect(Ballesta.flange_a,Apoyo.flange);
connect(Ballesta.flange_b,Fuerza.flange);
connect(Incremento.y,Ballesta.flange_b.s);
end leafspring_ramp_s;

```

10.2.4 Ballesta con masa senoidal

model leafspring_sine

```

Modelica.elastic_suspensions.leafspring Ballesta(L = 1, b = 0.5, N = 10, n = 3,
e = 0.02, E = 210000000000.0);
Modelica.Mechanics.Translational.Components.Fixed Apoyo(s0 = 0);
Modelica.Blocks.Sources.Sine Seno(amplitude = 10000, freqHz = 10);
Modelica.Mechanics.Translational.Sources.Force Fuerza;
equation
connect(Ballesta.flange_a,Apoyo.flange);
connect(Ballesta.flange_b,Fuerza.flange);
connect(Seno.y,Fuerza.f);

```

```
end leafspring_sine;
```